Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

ТРУДЫ ХАРЬКОВСКОГО ИНСТИТУТА ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА имени С. М. КИРОВА

ВЫПУСК XXIII

СБОРНИК СТАТЕЙ

★

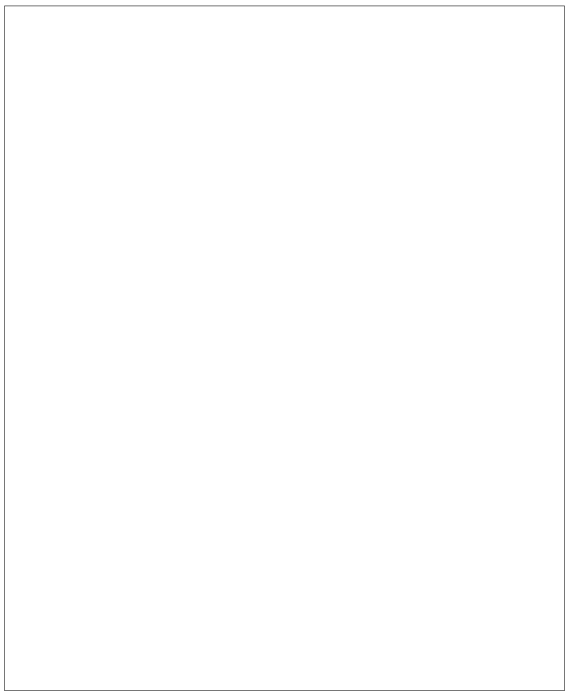
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
Москва 1953

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

В сборнике помещены статьи по вопросам прочности, устойчивости и динамики элементов конструкций подвижного состава, пути и искусственных сооружений. Кроме того, рассмотрены вопросы внутрикотловой обработки питательной воды в паровозных котлах. Сборник рассчитан на инженерно-технических и научных работников железнодорожного транспорта.

Редактор проф. *В. И. КУЗНЕЦОВ*



STAT

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

ПРЕДИСЛОВИЕ

В исторических решениях XIX съезда Коммунистической партии Советского Союза определены пути развития нашего народного хозяйства и развёрнута величественная программа постепенного перехода от социализма к коммунизму.

Предусмотренное в директивах съезда партии на пятилетие 1951—1955 гг. повышение уровня промышленного производства примерно на 70%, повышение урожайности всех сельскохозяйственных культур, рост товарооборота государственной и кооперативной торговли примерно на 70% и дальнейший значительный подъём материального благосостояния и культурного уровня советского народа определяют непрерывный рост грузовых и пассажирских перевозок на железнодорожном транспорте.

Для выполнения этих задач необходимо добиться лучшего использования технических средств транспорта и прежде всего улучшения использования подвижного состава и верхнего строения пути. Дальнейшее увеличение пропускной способности железных дорог должно быть осуществлено как правильной организацией перевозочного процесса, так и повышением технической скорости с одновременным обеспечением безопасности движения поездов, что в свою очередь зависит от прочности элементов конструкции подвижного состава, верхнего строения пути, искусственных сооружений и др.

В настоящем сборнике помещены научные статьи работников кафедр механического и строительного факультетов Харьковского института инженеров железнодорожного транспорта имени С. М. Кирова по вопросам прочности, устойчивости и динамики элементов конструкций подвижного состава, пути и искусственных сооружений, а также по вопросам водообработки.

В сборнике рассмотрена работа кривошипно-шатунного механизма паровоза и показана картина распределения давлений по длине втулки; дан метод расчёта допусков для зазоров в кинематических парах парораспределительного механизма; рассмотрена задача определения касательных усилий на ободе колёс паровоза от сил инерции звеньев механизмов и дана формула определения величины и закона изменений этих усилий; изложены результаты теоретических и экспериментальных исследований причин преждевременного выхода из строя вагонных осей; приведено исследование в области режимов изотермической закалки деталей поршневых групп паровозов; дана зави-

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

симость коэфициентов сцепления колеса с рельсами от величины давления на ось, диаметра колеса и температуры окружающей среды, а также изложены вопросы расчёта пути от воздействия горизонтальных сил и метод численного интегрирования для построения линий влияния в статически неопределимых изгибаемых конструкциях при проектировании системы переменной жёсткости.

Публикуя в статьях результаты исследований научных работников кафедр механического и строительного факультетов, ХИИТ ожидает отзывов и замечаний по ним, которые будут приняты с благодарностью.

Начальник Института
кандидат технических наук
лауреат Сталинской премии
А. Игнатьев

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Проф. Г. Г. ВЕРБОВСКИЙ

ЧАСТНЫЙ СЛУЧАЙ ПРИБЛИЖЁННОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОБЛАСТИ КОНТАКТА КРУГОВЫХ ЦИЛИНДРОВ

Директивы XIX съезда партии обязывают инженерно-технических работников при конструировании новых машин добиваться снижения их веса при улучшении качества.

Рациональное конструирование новых машин неразрывно связано с использованием передовых достижений науки и техники, использованием новых материалов, применением более совершенных технологических процессов и т. д.

Большую роль при этом играет усовершенствование методов расчётов отдельных узлов, направленных на улучшение работы машин при максимальном использовании физико-механических свойств материалов, идущих на их постройку.

В ряде случаев особенно важно учитывать влияние нагрузок при уменьшенных размерах поверхностей соприкосновения отдельных деталей.

До настоящего времени ещё недостаточно изучен вопрос о контактных напряжениях и деформациях взаимно соприкасающихся тел, возникающих при передаче нагрузок от одного узла (детали) другому.

Благодаря трудам советских учёных ряд проблем из этой области уже разрешён. Стало возможным строгое решение сложных задач, выдвигаемых теорией и практикой. Однако наряду с этим ещё широко применяются приближённые методы, предусматривающие по необходимости те или иные условности и допущения, которые значительно упрощают ход выкладок. В частности метод приближённых решений плоских задач при известных допущениях может быть использован при решении задачи о распределении давления на поверхности соприкосновения круговых сплошного и полого цилиндров, находящихся под нормальной нагрузкой. При незначительном зазоре он даёт возможность определить размер и форму поверхности соприкосновения деталей на ненагруженной стороне.

В целях упрощения задачи сделаем следующие допущения:

а) соприкасающиеся поверхности абсолютно гладки, т. е. силы трения на них отсутствуют;

б) касательные напряжения на поверхности соприкосновения равны нулю (или пренебрежимо малы по сравнению с радиаль-

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

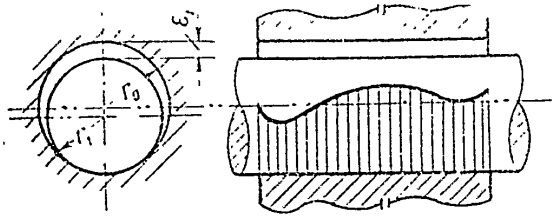
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

ными давлениями), благодаря чему их влиянием можно пренебречь;

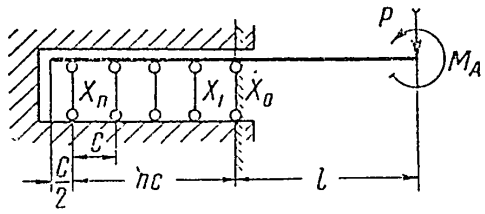
в) втулка, будучи запрессованной, всегда плотно соприкасается с опорой (корпус глухого подшипника, станина машины и т. д.). Это даёт возможность принимать упругие константы такого составного тела одинаковыми во всех точках.

Допущения вызваны крайней сложностью учёта влияния тонкого слоя смазки между соприкасающимися деталями (конечных размеров) при наличии возможных упругих деформаций их, а также наличием полужидкостного трения, обусловленного весьма малым радиальным зазором.

На фиг. 1 приведена эпюра реакций в отверстии втулки, воспринимающей статическую нагрузку, направленную по нормали к оси. При обеспечении соприкосновения сопряжённых цилиндров по всей длине эпюра реакций должна иметь вид непрерывной плавной кривой.



Фиг. 1. Эпюра реакций в отверстии втулки



Фиг. 2. Заделка балки в упругом полупространстве

Эпюра распределения давления по длине цилиндров может быть с достаточной точностью заменена ломаной линией, в результате чего интенсивность нагрузки каждого излома можно считать в пределах сколь угодно малых участков, равномерно распределённой на каждом участке.

При дальнейшем рассмотрении такая нагрузка всегда может быть сведена к равнодействующей, приложенной в центре каждого участка. Это существенно меняет задачу теории упругости, так как сплошное основание заменяется последовательным рядом опор, число которых может быть произвольно большим (фиг. 2).

Известный метод Б. Н. Жемочкина по схеме А. А. Попова, трактующий этот вопрос с точки зрения точных методов теории упругости, является очень приближённым [2], [3]. Однако для целей практики он имеет во многих случаях вполне достаточную точность.

Для обоснования расчётной схемы рассмотрим некоторые случаи работы балок на упругих опорах. Возьмём упругий стержень, заделанный одним концом в однородную упругую среду, на другом конце которого приложена сила, параллельная плоскости, ограничивающей полупространство заделки. При этом может оказаться, что при некоторой относительно большой глубине погружения заделанный конец стержня вовсе не будет

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

воспринимать нагрузки. В действительности, мы не всегда имеем такую однородную, упругую среду, неограниченно простирающуюся во все стороны от плоскости. Так, например, кирпичная или бетонная стена, имеющая определённую толщину, лишь условно может считаться однородным упругим полупространством.

Однако это допущение является общепринятым при расчёте заделанной в стену консольной или защемлённой на опорах балки.

Нетрудно видеть, что поскольку размер стены по толщине ограничен, постольку и условие об отсутствии контактных напряжений на защемлённом конце балки, вблизи её торца, не всегда может выполняться, так как невозможно предельное заглубление балки в стену. Следовательно, здесь, как и во многих других аналогичных случаях, понятие о полупространстве применено не иначе как в условном смысле [4].

Взаимодействие шипа с опорой, составляющей одно целое с массивным корпусом или станиной машины, при данной схеме внешних сил мало отличается от такой или любой другой защемлённой балки. Что же касается ведущего пальца, запрессованного в массивный центр колеса паровоза, то это различие сглаживается ещё больше.

В силу этих условий такие сопряжения можно рассматривать как стержни, погруженные в упругое полупространство, что позволяет остановиться на расчётной схеме балки (см. фиг. 2). На противоположном конце эта балка несёт поперечную нагрузку в виде силы, направленной параллельно плоскости, ограничивающей полупространство. Там же приложен момент определённого направления.

В строительной практике пролётные или консольные балки чаще всего соприкасаются с опорами своими поверхностями более или менее значительных размеров.

К таким балкам относятся балки прямоугольного и круглого сечения, прокатных профилей и др. В одном случае площадью соприкосновения будет площадь прямоугольника, в другом — поверхность цилиндра или полуцилиндра.

В рассматриваемом нами случае имеются свои особенности, которые нуждаются в пояснении. Дело в том, что шип лишь после приложения нагрузки соприкасается с опорной поверхностью, размер которой, в грубом приближении, равен произведению средней дуги контакта на длину опоры, причём величина этой дуги зависит от нагрузки и упругих свойств материала обоих цилиндров.

Следовательно, рассматривать шип как балку постоянной ширины и применять к нему известное решение без поправок нельзя.

Для устранения этого можно определить некоторое среднее значение ширины поверхности контакта, что необходимо для определения коэфициентов, входящих в систему канонических уравнений.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Остановившись на этом, следует решить вопрос о размере контактной площадки как предварительной величине, необходимой только для данной цели.

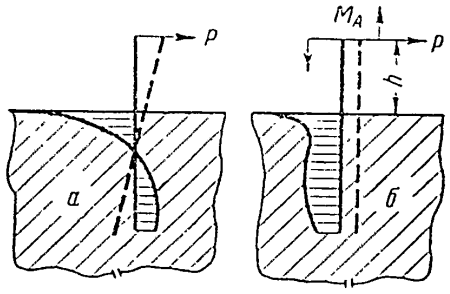
Полуширина её равна

$$b_0 = r_1 \sin\varphi,$$

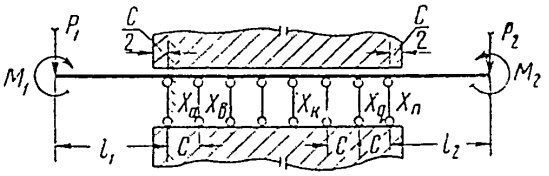
где r_1 — радиус внутреннего цилиндра;

φ — центральный угол, опирающийся на половину дуги контакта. Этот угол с некоторым приближением может определяться из графика зависимости его от нагрузки, приложенной к цилиндрам. Построение этого графика пояснено на стр. 17 и 18, где он приведён для наиболее распространённого случая сочетания материалов — стали и бронзы.

При помощи этого графика b_0 определяется без затруднений. Средняя ширина площадки контакта $b = 2\,b_0$.



Фиг. 3. Эпюры реакций в заделке балки



Фиг. 4. Общий случай нагружения балки

Эта ширина для первой части задачи, т. е. для определения сил взаимодействия каждого участка, принимается постоянной по всей длине цилиндра.

Если, кроме силы P, к концу стержня приложен ещё и момент M_A данного направления, то их совместное действие может привести к тому, что реакции $X_0, X_1, \ldots, X_n$ опоры будут положительными и как результат этого все осадки под ними окажутся одного знака.

Это обстоятельство указывает на возможность существования зазора на ненагруженной стороне стержня, что очень важно отметить, так как в действительных условиях нормальной работы соприкасающихся тел, при аналогичном приложении нагрузки, имеет место не защемление цапфы, а одностороннее касание её с опорой при наличии зазора на стороне, противоположной зоне контакта.

Вполне понятно, что метод рассмотрения в связи с этим не меняется, так как балка, погруженная одним концом в упругую

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

среду, может работать как по схеме *а*, так и по схеме *б* (фиг. 3), согласно которым при известном соотношении между M_A и Ph все реакции в упругой среде могут оказаться одного направления.

В общем случае, неизвестными в задаче (фиг. 4) являются усилия X_a, X_b, . . ., X_n в условных связях, деформация в условной заделке — y_0 и угол поворота относительно исходного положения — ψ_0.

Степень статической неопределимости при этом может быть любой, что зависит от произвольно выбранного числа условных стержней — связей, соединяющих в отдельных точках нагружающее тело с упругой опорой.

Принцип составления системы канонических уравнений для определения неизвестных сил заключается в том, чтобы суммарные перемещения по направлению этих сил равнялись нулю.

Таких уравнений составляется столько, сколько имеется в задаче неизвестных сил, к которым добавляются уравнения статики, так как общее число искомых неизвестных больше числа уравнений.

Суммарные единичные осадки по направлению сил определяются по формуле

$$\Delta_{ki} = F'_{ki} + \frac{1}{3-4\mu} F''_{ki} + \frac{\mu(1-2\mu)}{3-4\mu} F'''_{ki} + \alpha w_{ki}, \qquad (1)$$

$$\alpha = \frac{4\pi E_0 c^4 (1-\mu)}{3(1+\mu)(3-4\mu)EI},$$

где E_0 — модуль упругости основания (корпус станины);
c — равные расстояния между условными связями или заменяющими их силами;
EI — поперечная жёсткость при изгибе;
μ — коэфициент поперечного сжатия;
w_{ki} — единичные прогибы.

Числовые значения расчётных факторов F_{kl} в формуле (1) для отношений $\frac{b}{c}$, а также значения w_{ki} определяются по таблицам, заимствованным из работы проф. Б. Н Жемочкина.

Таким образом, при наличии таблиц вычисление Δ_{kl} не представляет каких-либо трудностей.

В общем виде при n стержнях эти уравнения в соответствии с фиг. 4 запишутся в следующей форме:

при $M_2 = 0$, $P_2 = 0$ и закреплении балки по стержню X_a:

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

$$\left.\begin{array}{c}
X_a\Delta_{aa}+X_b\Delta_{ab}+\ldots+X_k\Delta_a{}^k+\ldots+X_q\Delta_{aq}+X_n\Delta_{an}+\\
+y_0=0\\
X_a\Delta_{ba}+X_b\Delta_{bb}+\ldots+X_k\Delta_{bk}+\ldots+X_q\Delta_{bq}+\\
+X_n\Delta_{bn}+y_0+\psi_0=0\\
\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
X_a\Delta_{ka}+X_b\Delta_{kb}+\ldots+X_k\Delta_{kk}+\ldots+X_q\Delta_{kq}+\\
+X_n\Delta_{kn}+y_0+k\psi_0=0\\
\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
X_a\Delta_{na}+X_b\Delta_{nb}+\ldots+X_k\Delta_{n\kappa}+\ldots+X_q\Delta_{nq}+\\
+X_n\Delta_{nn}+y_0+(n-a)\psi_0=0\\
X_a+X_b+X_c+\ldots+X_k+\ldots.+X_q+X_n-\sum p=0\\
X_b+2X_c+\ldots+kX_k+\ldots+(n-a)X_n-\\
-\frac{\sum M_{xa}}{c}=0
\end{array}\right\}\qquad(2)$$

в данном случае

$$\sum p=P_1 \text{ и } \sum M_{xa}=M_1$$

и для противоположной стороны балки при $M_1=0$, $P_1=0$ и прежнем порядке обозначений сил и суммарных единичных осадок под ними:

$$\left.\begin{array}{c}
X_n'\Delta_{aa}+X_q'\Delta_{ab}+\ldots+X_k'\Delta_{a\kappa}+\ \ldots+X_b'\Delta_{aq}+\\
+X_a'\Delta_{an}+y=0\\
X_n'\Delta_{ba}+X_q'\Delta_{bb}+\ldots+X_k\Delta_{bk}+\ldots+X_b'\Delta_{bq}+\\
+X_a'\Delta_{bn}+y+\psi=0\\
\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
X_n'\Delta_{ka}+X_q'\Delta_{kb}+\ldots+X_k'\Delta_{kk}+\ldots+X_b'\Delta_{kq}+\\
+X_a'\Delta_{kn}+y+(n-k)\psi=0\\
\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
X_n\Delta_{na}+X_q'\Delta_{nb}+\ldots+X_k'\Delta_{nk}+\ldots+X_b'\Delta_{nq}+\\
+X_a'\Delta_{nn}+y+(n-a)\psi=0\\
X_a'+X_b'+X_c'+\ldots+X_k'+\ldots+X_q'+X_n'-\sum p'=0\\
(n-a)X_a'+[n-(a+b)]X_b'+\ldots+(n-k)X_k'+\\
+\ldots+X_q'-\frac{\sum M_{xn}}{c}=0
\end{array}\right\},\qquad(3)$$

где

$$\sum p'=P_2 \text{ и } \sum M_{xn}=M_2.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

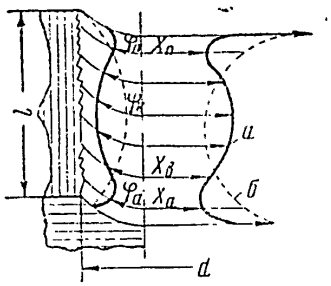
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Для практических целей вполне достаточно ограничиваться числом связей $n = 6 \div 10$. Тогда число уравнений данного вида составит $n + 2$.

Решение систем уравнений проще всего производить методом последовательного исключения неизвестных в табличной форме.

Суммарные нагрузки в условных связях определятся в результате сложения одноимённых корней обеих систем уравнений:

$$\left.\begin{aligned} X''_a &= X_a + X'_a \\ &\cdots\cdots \\ &\cdots\cdots \\ X''_n &= X_n + X'_n \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$



Фиг. 5. Характер распределения давлений на опоре

Эти результирующие нагрузки и определяют собой характер распределения общего давления по длине соприкосновения применительно к данной схеме внешних нагрузок на концах балки и принятым ранее условиям и допущениям.

При $M'_1 > M_1 - P_1 l_1 > 0$ и $M'_2 > M_2 - P_2 l_2 > 0$ это распределение характеризуется сплошной кривой *а*. Для случая, когда $M_1 = M_2 = 0$ и $P_1 \neq P_2$ распределение характеризуется пунктирной кривой *б* (фиг. 5).

M'_1 и M'_2 — предельные значения моментов, при которых нагрузка в крайних связях обращается в нуль.

Возрастание нагрузки за пределами крайних связей объясняется наличием консольных концов балки.

При решении задач подобного типа следует учитывать симметричность нагрузки, что может значительно упростить решение. Для удобства и упрощения вычислений n должно приниматься нечётным.

В этом случае один стержень помещается в середине опоры, которая при равных длинах участков c, приходящихся на каждый стержень (см. фиг. 4), содержит такое же нечётное число n этих участков. Заделку следует принимать в середине опоры, т. е по среднему стержню, где помещаются две равные силы X_k.

Приложенная к балке нагрузка в этом случае разбивается на симметричную и обратно симметричную, что приводит к выполнению двух самостоятельных решений отдельно для каждого вида нагрузки.

Число искомых неизвестных в этом случае резко сокращается, так как все силы X_i с одной стороны заделки будут попарно равны силам X_i с другой стороны.

Из дальнейшего будет видно, что при некоторых дополнительных предпосылках представляется возможным по нагрузкам X'_a, X''_b, X''_c, ..., X''_n определять отвечающие им дуги касания сопря-

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

жённых элементов, а следовательно, и поверхности контакта для каждой секции, суммирование которых даст полную поверхность контакта на опоре.

Приняв эти нагрузки как некоторые заданные внешние силы, прижимающие цилиндры шириной c, переходим к дальнейшему рассмотрению задачи.

Рассмотрим взаимодействие цилиндров, размеры которых можно практически считать почти одинаковыми, так как боковой зазор при внутреннем одностороннем касании не выходит за пределы допуска на подвижную посадку. Условие малости зазора определяет полную неприемлемость общей теории контакта упругих тел к исследованию таких задач, так как получаемые по ней результаты резко расходятся с действительной картиной явлений в зоне контакта. Наряду с точным решением, разработанным проф. И. Я. Штаерманом, им же предложено приближённое решение этой задачи методом конечных разностей, при котором искомая функция предполагается уже не непрерывной, а изменяющейся скачками [5].

Прибегая к этому методу, приходится мириться с тем, что производные функции заменяются отношениями конечных величин и вместо одного уравнения весьма сложного вида решается система алгебраических уравнений. Кроме того, следует заметить, что решение этим методом сопряжено с большим объёмом вычислений — тем бо́льшим, чем больше точность решения.

Для повышения точности необходимо интервал изменения функции разбить на возможно большее число равных частей, внутри которых функция сохраняет своё постоянное значение.

Что же касается точного уравнения, решаемого таким путём, то оно будет удовлетворяться лишь в некоторых точках, число которых равно произвольному числу делений интервала.

Применяя этот метод к данной задаче, следует подчеркнуть некоторую условность решения И. Я. Штаермана, относящегося к случаю цилиндров весьма большой длины, что не согласуется с принятым допущением о мысленном разделении цилиндров на ряд секций единичной ширины, подверженных действию нагрузок $\frac{X_i}{c}$ каждая.

Обозначим через 2φ угол давления, т. е. центральный угол, опирающийся в данном поперечном сечении на дугу контакта, а через $2n$ — число равных подинтервалов. Угол, соответствующий одному подинтервалу, будет равен

$$\gamma = \frac{\varphi}{n}$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Для дальнейшего рассмотрения задачи приводим формулу из книги проф. И. Я. Штаермана [6], которая и будет использована для подсчётов и построения графиков [1]:

$$\sum_{k=1}^{n} q_k \left(2\delta_{k-1} \cos m\gamma - \delta_{m-k} - \delta_{m+k-1}\right) = 1 - \cos m\gamma; \qquad (5)$$

$$m = 1, 2, \ldots, n; \quad k = 1, 2, \ldots, n,$$

где

$$\delta_k = f(k+1) - f(k); \quad k > 0$$

$$\delta_{-k} = \delta_{k-1}; \quad k \geqslant 1;$$

$$f(k) = -2 \sin k\gamma \ln \operatorname{tg} \frac{k\gamma}{2} +$$

$$+ 2k\gamma \left(1 - \frac{\theta_1}{\theta_1 + \theta_2}\right) - \frac{\varsigma_1 + \varsigma_2}{\theta_1 + \theta_2} \cos k\gamma,$$

где

$$\theta_1 = \frac{1 - \mu^2}{\pi E}; \quad \theta_2 = \frac{1 - \mu_0^2}{\pi E_0};$$

E и E_0 — модули упругости сопряжённых цилиндров;
μ и μ_0 — коэфициенты поперечного сжатия;

$$\varsigma_1 = \frac{(1+\mu)(1-2\mu)}{2E}; \quad \varsigma_2 = \frac{(1+\mu_0)(1-2\mu_0)}{2E_0};$$

$$q_k = p_\kappa \frac{2\theta r}{\varepsilon}, \qquad (6)$$

где p_κ — постоянное по величине контактное давление в каждом подинтервале;

$$\varepsilon = r_0 - r_1.$$

В дальнейшем, ввиду малости $\varepsilon = 0{,}5\,\varepsilon_1$ (см. фиг. 1), принято $r_0 = r_1 = r$;

$q_1, q_2, \ldots, q_\kappa, q_n$ — расчётные коэфициенты, которые определяются в результате решения уравнения (5). Это решение возможно лишь после предварительного определения разности функций

$$\delta_k = f(k+1) - f(k). \qquad (7)$$

Из формулы (6) определяется p_κ.

Из условия $\sum Y = 0$, имеем:

$$r \sum_{k=1}^{n} p_\kappa \int_{(\kappa-1)\gamma}^{k\gamma} \cos\varphi \, d\varphi = \frac{X_i}{2c}$$

[1] В формуле буква l заменена буквой m.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

или

$$2r \sum_{k=1} p_\kappa [\sin k\gamma - \sin (k-1)\gamma] = \frac{X_i}{c}, \qquad (8)$$

$$\kappa = 1,2, \ldots, n.$$

Здесь X_i — сила, приходящаяся на выделенную секцию сопряжённых цилиндров и определяемая путём решения систем уравнений (2) и (3).

Будучи равной сумме проекций на ось Y всех сил опорных реакций данной секции, сила X_i тем самым обусловливает величину дуги контакта, соответствующей определённому значению центрального угла φ.

При $X_i = 0$ дуга контакта, а следовательно, и поверхность соприкосновения равна нулю.

В соответствии с формулами (6) и (8) имеем

$$X_i = \frac{\pi c \varepsilon E_1}{1-\mu_0^2} \sum_{k=1}^{n} q_k [\sin k\gamma - \sin (k-1)\gamma], \qquad (9)$$

где $E_1 = \frac{2EE_0}{E+E_0}$ — приведённый модуль упругости.

Уравнение (9) служит для построения кривой, устанавливающей связь между X_i и φ_i.

Полученная таким путём кривая позволяет по найденным нагрузкам $X_a^{'}$, $X_b^{'}$, . . . , $X_n^{'}$ определять соответствующие им углы и в дальнейшем переходить к определению поверхности контакта для всех секций, т. е. определять полную поверхность контакта на опоре.

Для построения кривой возьмём значения углов φ_i в интервале от 25 до 55°, кратные какому-нибудь одному числу.

При числе подинтервалов $n = 5$ имеем (см. табл. 1);

Таблица 1

γ_1	γ_2	γ_3	γ_4	γ_5	γ_6	γ_7	
5	6	7	8	9	10	11	В градусах
φ_1	φ_2	φ_3	φ_4	φ_5	φ_6	φ_7	
25	30	35	40	45	50	55	В градусах

Для этих углов, пользуясь формулой (7) при значениях упругих постоянных: для стали $E = 2{,}2 \cdot 10^6$ *кг/см*^{2}, $\mu = 0{,}3$; для бронзы $E_0 = 10^6$ *кг/см*^{2}, $\mu_0 = 0{,}32$, вычисляем разности функций δ_k.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Результаты этих подсчётов сведены в табл. 2.

Таблица 2

φ (в градусах) \ k	0	1	2	3	4
25	0,66707	0,42748	0,33661	0,27652	0,23087
30	0,76263	0,47513	0,36543	0,29239	0,23674
35	0,85244	0,51683	0,38791	0,30167	0,23593
40	0,93730	0,55340	0,40488	0,30520	0,22950
45	1,01784	0,58535	0,41695	0,30377	0,21844
50	1,09455	0,61313	0,42464	0,29797	0,20359
55	1,16774	0,63722	0,42830	0,28839	0,18595

φ (в градусах) \ k	5	6	7	8	9
25	0,19377	0,16246	0,13550	0,11207	0,09154
30	0,19159	0,15382	0,12182	0,09461	0,07184
35	0,18295	0,13937	0,10337	0,07417	0,05126
40	0,16927	0,12092	0,08275	0,05403	0,03426
45	0,15181	0,10048	0,06258	0,03759	0,02513
50	0,13212	0,07990	0,04554	0,02850	0,02846
55	0,11145	0,06132	0,03442	0,03030	0,04889

На основании данных табл. 2 определяем числовые значения δ_{k-1}, δ_{m-k}, δ_{m+k-1}, которые подставляем в уравнение (5) при $k = 1, 2, \ldots, n$; $m = 1, 2, \ldots, n$, в результате чего получаем ряд систем, из которых каждая состоит из пяти уравнений. Например, для $\varphi_1 = 25°$:

$$
\begin{aligned}
&0{,}23417q_1 - 0{,}15177q_2 - 0{,}03362q_3 - 0{,}01655q_4 - 0{,}01031q_5 - 0{,}00380 = 0;\\
&0{,}54957q_1 - 0{,}10141q_2 - 0{,}22794q_3 - 0{,}07669q_4 - 0{,}04446q_5 - 0{,}01519 = 0;\\
&0{,}67542q_1 + 0{,}16754q_2 - 0{,}21049q_3 - 0{,}29538q_4 - 0{,}11704q_5 - 0{,}03407 = 0;\\
&0{,}74615q_1 + 0{,}27314q_2 + 0{,}04249q_3 - 0{,}28281q_4 - 0{,}34334q_5 - 0{,}06031 = 0;\\
&0{,}78437q_1 + 0{,}33589q_2 + 0{,}13804q_3 - 0{,}03656q_4 - 0{,}34191q_5 - 0{,}09369 = 0.
\end{aligned}
$$

Такие же системы уравнений составляются и для остальных углов.

Результат их решения сведён в табл. 3.

Далее по уравнению (9) находим значения $\frac{X_i}{\varepsilon E_1 c}$. Результаты вычисления приведены в табл. 4.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Таблица 3

φ_i (в градусах) \ $q_к$	q_1	q_2	q_3	q_4	q_5
25	0,09292	0,08853	0,08575	0,06497	0,05384
30	0,11978	0,11490	0,10530	0,08822	0,06116
35	0,15581	0,14971	0,13664	0,11485	0,07890
40	0,20013	0,19302	0,16758	0,15438	0,08979
45	0,25449	0,24314	0,21665	0,20620	0,09030
50	0,39408	0,37829	0,34511	0,28985	0,19871
55	0,75446	0,72613	0,66864	0,57020	0,42853

Таблица 4

φ_1	φ_2	φ_3	φ_4	φ_5	φ_6	φ_7	Примечание
25°	30°	35°	40°	45°	50°	55°	
$\frac{X_1}{\kappa}$	$\frac{X_2}{\kappa}$	$\frac{X_3}{\kappa}$	$\frac{X_4}{\kappa}$	$\frac{X_5}{\kappa}$	$\frac{X_6}{\kappa}$	$\frac{X_7}{\kappa}$	$\kappa = \varepsilon E_1 c$
0,11476	0,17271	0,25843	0,36854	0,51331	0,88377	1,85495	$\frac{X_i}{\kappa}$

Из табл. 4 видно, что каждому данному углу отвечает вполне определённое значение нагрузки X_i, что даёт возможность выразить зависимость между этими величинами в виде кривой (фиг. 6). Давления в области контакта определяются по формуле (10):

$$p_к = 1{,}75\, q_k \frac{\varepsilon E_1}{r}. \qquad (10)$$

Пользуясь формулой (10), для каждого заданного угла можно получить ряд значений $p_к$, отвечающих средним давлениям в отмеченных подинтервалах. Сглаживая скачки, можно иметь непрерывное изменение $p_к$ в интервале.

Располагая данными о нагрузках, можно при помощи кривой (см. фиг. 6) определить полную зону контакта, размеры которой зависят от величины нагрузки, упругих свойств соприкасающихся тел и первоначального зазора с ненагруженной стороны.

Для этого составляется ряд отношений и по графику фиг. 6 определяются углы φ_i, после чего, принимая во внимание радиус r, находится поверхность контакта для каждой секции.

Если распределение нагрузки по длине опоры с учётом влияния выступающих концов балки характеризуется кривыми, подобными кривым *а* или *б* (см. фиг. 5), то полная поверхность

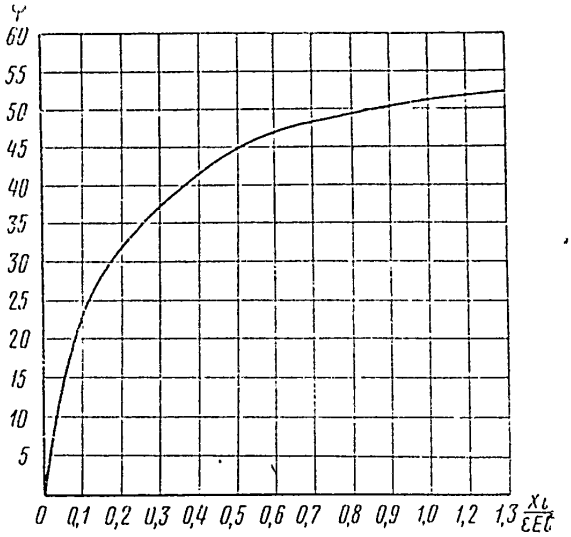
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

соприкосновения определится в соответствии с тем же рисунком, где сплошная линия слева характеризует границу области контакта, отвечающую нагрузкам *а*, а пунктирная — нагрузкам *б*.

В качестве примера рассмотрим взаимодействие пальца кривошипа ведущей колёсной пары паровоза с задней головкой шатуна, где заранее можно предположить значительную неравномерность распределения нагрузки. Разумеется, и здесь необходимо принять некоторые допущения.

Эта необходимость вытекает, прежде всего из того, что картина силовых воздействий на элементы движущего механизма паровоза весьма сложна Последнее видно хотя бы из того, что сама схема механизма вместе с рамой, колёсными парами и рельсовым полотном представляет весьма сложную упругую систему.



Фиг. 6. График зависимости угла давления от нагрузки и механических характеристик сопряжённых тел

Будем считать, что к пальцу кривошипа, находящемуся в мёртвом положении, приложена статическая нагрузка; этому положению соответствует нулевая нагрузка в линии спарников данной стороны паровоза.

При этом шатун будет воспринимать лишь усилие от поршня, которое может рассматриваться как свободная сила. Никакие иные нагрузки в расчёт не принимаются.

Размеры сопрягаемых деталей заимствуем из альбома паровоза серии СО, а нагрузку на ведущий палец — из статьи проф. В. Н. Иванова, в которой эта нагрузка определена в 39 *т* при скорости паровоза 10 *км/час* [7].

Реакция пальца кривошипа при этом направлена вдоль штанги.

Значение α определим по формуле

$$\alpha = 0{,}4\,\pi\,\frac{E_0 c^4}{EI},$$

где

$$c = 2{,}3\ см;$$
$$I = 4603{,}3\ см^4.$$

E и E_0 — модули упругости сопряжённых элементов. При этих данных $\alpha = 0{,}00346$.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Подсчитывая отношение общей силы давления P, воспринимаемой пальцем и втулкой, к произведению $\varepsilon E_1 l$ определяем при помощи графика (см. фиг. 6), среднее значение угла давления φ, по которому находится средняя ширина площадки контакта $2b_0$.

Здесь $l = 18{,}4$ *см* — длина образующей втулки, равная длине соприкосновения деталей;

E_1 — приведённый модуль упругости;

$\varepsilon_1 = 0{,}032$ *см* — допуск на подвижную посадку по 3-му классу точности.

Подставляя значение $\varepsilon = 0{,}5\,\varepsilon_1$ в формулу, получим:

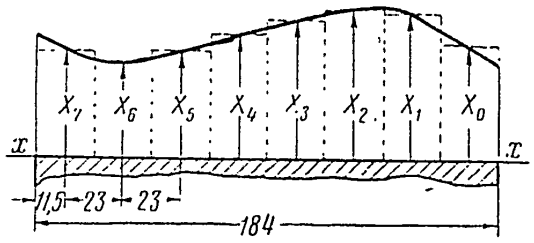
$$\frac{P}{\varepsilon E_1 l} = 0{,}0916.$$

На графике этому отношению соответствует угол $\varphi = 22°30'$.

Тогда

$$b = 2b_0 = d \sin \varphi = 17{,}5 \sin 22°30' = 6{,}69\ см.$$

Разобьём длину втулки шатуна на восемь секций. При этом число сосредоточенных сил, заменяющих распределённую нагрузку, будет таким же.



Фиг. 7. Эпюра реакций в задней головке шатуна

Будем руководствоваться схемой (см. фиг. 2) при числе условных стержней-связей $n_1 = n + 1 = 8$.

Ширина каждой секции при этом будет

$$c = \frac{l}{n} = \frac{18{,}4}{8} = 2{,}3\ см,$$

отношение

$$b : c \approx 3.$$

В этой схеме M_A и P — момент и сила в плоскости заделки пальца в массивную часть колеса. M_A может быть определён с учётом упругости заделки пальца в колесе.

При данном α и известном отношении $b : c$ представляется возможным определить в соответствии с формулой (1) значения Δ_{ki} для подстановки их в каноническую систему уравнений.

В результате получаем систему уравнений для рассматриваемого нами случая:

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

$$\left.\begin{aligned}
&X_0\Delta_{00}+X_1\Delta_{01}+X_2\Delta_{02}+X_3\Delta_{03}+X_4\Delta_{04}+X_5\Delta_{05}+\\
&\qquad+X_6\Delta_{06}+X_7\Delta_{07}+y_0=0\\
&X_0\Delta_{10}+X_1\Delta_{11}+X_2\Delta_{12}+X_3\Delta_{13}+X_4\Delta_{14}+X_5\Delta_{15}+\\
&\qquad+X_6\Delta_{16}+X_7\Delta_{17}+y_0+\psi_0=0\\
&X_0\Delta_{20}+X_1\Delta_{21}+X_2\Delta_{22}+X_3\Delta_{23}+X_4\Delta_{24}+X_5\Delta_{25}+\\
&\qquad+X_6\Delta_{26}+X_7\Delta_{27}+y_0+2\psi_0=0\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&X_0\Delta_{70}+X_1\Delta_{71}+X_2\Delta_{72}+X_3\Delta_{73}+X_4\Delta_{74}+X_5\Delta_{75}+\\
&\qquad+X_6\Delta_{76}+X_7\Delta_{77}+y_0+7\psi_0=0\\
&X_0+X_1+X_2+X_3+X_4+X_5+X_6+X_7-P=0\\
&X_1+2X_2+3X_3+4X_4+5X_5+6X_6+7X_7-\frac{M_A}{c}=0
\end{aligned}\right\}\qquad(11)$$

Для получения общего решения применительно к данной схеме и принятым расчётным параметрам необходимо систему уравнений (11) решить дважды, а именно:

$$\text{для } P=-1 \quad \text{и} \quad \frac{M_A}{c}=0;$$

$$\text{для } P=0 \quad \text{и} \quad \frac{M_A}{c}=-1.$$

В целях удобства записи сводим все уравнения в табл. 6, в которой места симметричных коэфициентов обозначены точками.

Результат решения этих уравнений при $P=39\ m$ и $\frac{M_A}{c}=$ $=127{,}5\ m$ приведён в табл. 5.

Таблица 5

X_0	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7	y_0	φ_0
4,44941	5,86605	5,91168	5,54882	4,98358	4,36098	3,72880	4,15096	—34,24028	—2,97769

Наглядное представление о распределении суммарной нагрузки по длине касания пальца с опорой даёт фиг. 7, в которой ступенчатый характер изменения нагрузки заменён плавной кривой.

Эта теоретическая кривая показывает, что максимальная нагрузка на палец кривошипа ведущей оси находится в некотором удалении от места перехода его в утолщённый участок, образующий центровую шейку. Поэтому и наибольший износ его должен наблюдаться не у самой переходной галтели, а немного отступя от неё.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Таблица 6

X_0	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7	y_0	φ_0	c
2,84045	1,33584	0,79920	0,56622	0,43633	0,35369	0,29849	0,25767	1,00000	0	0
.	2,24523	1,12396	0,71368	0,53886	0,44404	0,38427	0,34763	1,00000	1,00000	0
.	.	2,14825	1,11368	0,76700	0,64025	0,58864	0,56774	1,00000	2,00000	0
.	.	.	2,21622	1,25104	0,96833	0,90232	0,90705	1,00000	3,00000	0
.	.	.	.	2,43720	1,55190	1,34735	1,35765	1,00000	4,00000	0
.	.	.	.	.	2,83586	2,04814	1,94085	1,00000	5,00000	0
.	.	.	.	.	.	3,44957	2,77886	1,00000	6,00000	0
.	.	.	.	.	.	.	4,31703	1,00000	7,00000	0
1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	1,00000	0	0	—1 (0)
0	1,00000	2,00000	3,00000	4,00000	5,00000	6,00000	7,00000	0	0	0 (—1)

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Коническая форма пальца, наблюдаемая после длительной его эксплуатации, также находит своё объяснение в данной форме нагрузки.

Легко видеть, что кривая нагрузок на фиг. 7 может быть с бо́льшим или меньшим приближением заменена наклонной прямой, которая определит минимум нагрузки у наружного торца втулки. Подобной прямой охарактеризован износ пальца кривошипа ведущей оси паровоза Т. Е. Трубачёвым, производившим весьма тщательные измерения диаметров в трёх сечениях по длине пальца [8].

Из фиг. 6 находим соответствующие этим нагрузкам углы, опирающиеся на дуги соприкосновения,—φ_i.

Значения углов для неприработанной пары при практической разности радиусов $\varepsilon = 0{,}16$ *мм* и принятом выше значении E_1 приведены в табл. 7.

Таблица 7

Значение угла φ	φ_0	φ_1	φ_2	φ_3	φ_4	φ_5	φ_6	φ_7
Значение $\frac{X_i}{\kappa}$	0,088	0,115	0,117	0,1096	0,098	0,086	0,073	0,082
Значение угла φ_i	21°30′	25°	25°15′	24°30′	23°	21°15′	19°15′	20°45′
Угол давления $2\varphi_i$	43°	50°	50°30′	49°	46°	42°30′	38°30′	41°30′

После этого можно определить размер поверхности контакта при заданных r и c:

$$F = 2cn \sum_{k=1}^{n} \varphi_k \; ; \; \kappa = 1, \; 2, \; \ldots, \; n.$$

Максимальные давления в области контакта для найденной нагрузки в рассматриваемой секции определятся по данным табл. 3, которые нужно подставить в формулу (10).

Ступенчатое распределение этих давлений по поверхности соприкосновения для угла $2\varphi_1 = 50°$ характеризуется цифрами табл. 8.

Таблица 8

φ в градусах	5	10	15	20	25
p_K *кг/см²*	408	395	377	285	236

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Пользуясь табл. 8 и формулой (8), легко убедиться в удовлетворительном совпадении полученного результата с исходными предпосылками:

$$2r \sum_{k=1}^{n} p_k [\sin k\gamma - \sin (k-1)\gamma] = 2527 \text{ кг},$$

$$k = 1, 2, \ldots, n,$$

$$\frac{2527}{\varepsilon E_1} = 0{,}114.$$

На графике фиг. 6 значению 0,114 соответствует угол $\varphi_1 = 25°$.

Суммарная величина поверхности соприкосновения F при данной нагрузке и упругих характеристиках составляет всего лишь 130 $см^2$, или 26% возможной поверхности соприкосновения ($0{,}5\pi dl$), где d и l — диаметр и длина части пальца, находящейся в головке шатуна.

Форма поверхности касания соответствует кривой, изображённой на фиг. 7, если ось xx принять за ось симметрии.

Плавная кривая в этом случае должна характеризовать уже не изменение нагрузок, а границу области контакта сопряжённых деталей.

Вторая симметричная ветвь расположится ниже оси.

Площадь, заключённая между этими кривыми, в определённом масштабе равна проекции поверхности соприкосновения на плоскость, проходящую через ось xx.

Таким образом, в результате предложенного решения, во многом приближённого и даже местами условного, выяснилась картина распределения общей нагрузки по длине образующей цилиндров, а также наметились форма и размер зоны контакта.

Это решение достаточно справедливо для невращающихся шипов, которые взаимодействуют с отверстиями почти равного с ними диаметра при условии, что отверстие находится в детали, имеющей значительную массу.

Для вращающихся же шипов решение может быть использовано лишь в порядке первого приближения, так как в этом случае, помимо статических сил, дополнительно действуют ещё поддерживающие силы масляного слоя

Столь значительных контактных давлений можно ожидать лишь в совершенно новой, ещё не приработанной паре, в которой полый неподвижно закреплённый цилиндр (втулка) вследствие значительности воспринимаемого давления может лишь кратковременно сохранять первоначальную форму сечения.

Изменение первоначальной формы соприкасающихся тел происходит под действием чрезмерного, кратковременно повторяющегося при каждом обороте колеса давления на небольшую площадь контакта.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

В результате этого поверхность соприкосновения увеличивается, а давление снижается до норм, соответствующих условиям существования смазочного клина.

Плавающая же втулка при движении кривошипно-шатунного механизма вращается относительно пальца кривошипа, поэтому соприкосновение её с пальцем в постоянном месте контакта невозможно.

Можно полагать, что в паровозах с такими втулками при каждом обороте колеса давления не только достигают наибольших значений, но и превосходят их, возрастая по мере увеличения ε. При вращении втулки это должно приводить уже не к местному, а к общему неравномерному износу поверхности соприкосновения, так как характер вращения втулки не находится в каком-либо согласовании с законом движения механизма.

Значительные давления на небольшую площадь вызывают «развальцовку» бронзовых втулок. Имеет место известное явление пластической деформации с интенсивным уплотнением материала по всей внутренней и наружной поверхности касания, как при наклёпе, и вытеснение материала за пределы торцов плавающих втулок, где образуются своеобразные наплавы.

Всё это, надо полагать, приводит к быстрому увеличению радиального зазора, к образованию стука во время работы машины, и в итоге к большим динамическим воздействиям на все элементы движущего механизма.

При значительном увеличении радиального зазора в плавающих втулках до пределов, требующих ремонта, формулой (10) пользоваться уже нельзя, так как в основе её лежит принцип такой малости ε, которая позволяет считать сумму радиусов кривизны сопряжённых цилиндров близкой к нулю.

В заключение сопоставим полученный результат с данными давлений на поверхности соприкосновения, которые могут быть легко получены по известной приближённой формуле (12) для определённого значения нагрузок.

Вычислим давление на поверхность при угле $\varphi_1 = 25°$ по формуле

$$p_{(\varphi)} = \frac{P \cos \varphi}{r (\sin \varphi_1 \cos \varphi_1 + \varphi_1)}, \qquad (12)$$

где P — сжимающая сила, приходящаяся на данную секцию цилиндров, в *кг*;

$p_{(\varphi)}$ — давление на поверхности контакта в *кг/см*^{2} (при значении угла φ в интервале: $-\varphi_1 < \varphi < \varphi_2$);

r — радиус кривизны поверхности контакта в предположении, что поверхность сохраняет форму цилиндра и после упругой деформации под действием нагрузки P.

Пусть $\varphi = 5°$, при котором $p_к = 408$ (см. табл. 8).

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

После подстановки в формулу (12) $P=2\,527$ *кг* и вычислений получим $p_{\varphi=5^\circ}=351$, что явно меньше p_κ.

Расхождение составляет 14%, что при данной величине угла $\varphi_1=25^\circ$ может считаться удовлетворительным. Этот вывод подтверждается исследованиями проф. И. Я. Штаермана, произведёнными им для аналогичного случая, правда, при одинаковых E и μ соприкасающихся деталей.

Заметим также, что этот результат находится в полном соответствии с принятой нормой удельного давления, вычисленного для нашего случая по формуле $q=\frac{X_i}{cd}$, предполагающей равномерное распределение этого давления по диаметральному сечению cd.

Анализ формулы (12) показывает, что при $\varphi=0$, $p_{(\varphi)}=p_{max}=$ $=$ const.

И в этом случае величина этого давления в 2κ раз больше q, причём

$$\kappa=\frac{1}{\sin\varphi_1\cos\varphi_1+\varphi_1}. \qquad (13)$$

При принятых выше X_1 и φ_1, а также известных d и c находим

$$q=\frac{5\,866}{17{,}5\cdot 2{,}3}=145{,}7\ кг/см^2,$$

что не выходит за пределы нормы при применении твёрдой смазки.

Пользуясь формулой (13), находим $\kappa=1{,}22$.

Поэтому

$$p_{\varphi=0}=2\kappa q=355\ кг/см^2.$$

Этот результат вполне согласуется с данными предыдущего расчёта.

Выше было показано, что $p_{\cdot}>p_{\varphi=0}$ на 14%. Это давление является наибольшим в зоне контакта при данной нагрузке и цилиндрической форме сопряжённых тел, имеющих радиусы r_0 и r_1.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жемочкин Б. Н. Теория упругости. Стройвоенмориздат, 1948.
2. Жемочкин Б. Н. Расчёт упругой заделки стержня. Стройиздат, 1948.
3. Попов А. А. Расчёт бруса и оболочки большой кривизны. Трансжелдориздат, 1935.
4. Кузнецов В. И. Упругое основание. Стройиздат, 1952.
5. Штаерман И. Я. Местные деформации при сжатии упругих круговых цилиндров. Доклады АН СССР, 1940, т. XXIX, № 3.
6. Штаерман И. Я. Контактная задача теории упругости. Гостехиздат, 1949.
7. Иванов В. Н. Новая методика расчёта штанг паровозных дышел. Труды МЭМИИТ, вып. 52. Трансжелдориздат, 1945.
8. Кислик В. А. Износ деталей паровозов. Труды ЦНИИ, вып. 24. Трансжелдориздат, 1948.

230

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Доктор техн. наук проф. А. И. ВИНОГРАДОВ

РАСЧЁТ СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМЫХ СИСТЕМ ПО СПОСОБУ ЧИСЛЕННОГО ИНТЕГРИРОВАНИЯ

Ответственные задачи, поставленные партией и правительством перед советскими учёными в области улучшения проектного дела в строительстве, требуют разработки новых методов расчёта, позволяющих проектировать рациональные, экономически выгодные сооружения с наименьшей затратой материалов. Для мостов больших пролётов с ростом новой техники строительства значение рационального проектирования существенно возрастает в связи с относительным увеличением влияния собственного веса как нагрузки в этих сооружениях.

Рациональное распределение материала в сводах и неразрезных балках больших пролётов приводит к назначению в этих конструкциях сечений различных жёсткостей. Если закон изменения моментов инерции не задан в аналитической форме, а подобраны лишь моменты инерции отдельных сечений по условиям равнопрочности или наименьшего веса, приходится использовать методы расчёта, основанные на численном интегрировании в том или ином виде [1].

В работе показано, что в случае разделённых неизвестных модели их линий влияния находятся непосредственно повторным суммированием площадей эпюр $\frac{\overline{M}_i}{EI}$; промежуточных вычислений удаётся избежать при помощи особого выбора пределов суммирования.

Форма табличного расчёта и порядок вычислений разработаны для свода и неразрезной балки; способ может быть применён и к расчёту других конструкций с преобладающим изгибом.

1. Формулы перемещений для способа численного интегрирования

Рассмотрим участок ab элемента статически неопределимой стержневой системы (фиг. 1). Пусть для расчёта по методу сил выбрана основная система. Перемещение δ_{ip} на участке ab с учётом одного изгиба определится формулой

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

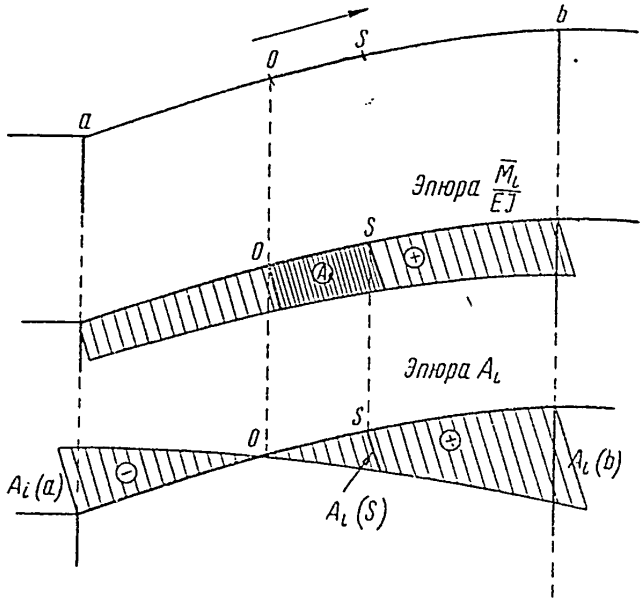
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

$$\delta_{ip} = \int_a^b \frac{\overline{M}_i M_p}{EI} ds, \qquad (1)$$

где $\overline{M}_i$ — момент в сечении s от i-го единичного неизвестного в статически определимой основной системе;

M_p — момент в сечении s от нагрузки в статически определимой основной системе; в дальнейшем будем предполагать, что эпюра M_p на участке ab непрерывна.

Через a и b условно будем обозначать сечения, являющиеся пределами участка, и соответствующие им значения аргумента интегрирования s.



Фиг. 1. Эпюры $\frac{M_i}{EI}$ и A_i в элементе статически неопределимой стержневой системы

Формулу (1) приведём к виду, удобному для численного интегрирования при переменной жёсткости.

Применим формулу интегрирования по частям

$$\int_a^b u\,dv = |uv|_a^b - \int_a^b v\,du. \qquad (2)$$

Взяв начало отсчёта в произвольной точке O участка ab, положим

$$A_i = \int_0^s \frac{\overline{M}_i}{EI} ds. \qquad (3)$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Пусть $u = M_p$, $v = A_i$; тогда

$$du = Q_s\, ds, \quad dv = \frac{\overline{M}_i}{EI}\, ds,$$

где Q_s — поперечная сила в сечении s. Подставляя эти выражения в формулу интегрирования по частям (2), получим

$$\delta_{ip} = \int M_p\, A_i \int_a^b - \int_a^b A_i\, Q_s\, ds,$$

откуда

$$\delta_{ip} = M_p(b)\, A_i(b) - M_p(a)\, A_i(a) - \int_a^b A_i\, Q_s\, ds, \qquad (4)$$

где $M_p(a)$, $M_p(b)$ — моменты в сечениях a, b от нагрузки в статически определимой основной системе;

$A_i(a)$, $A_i(b)$ — значения величины A_i в сечениях a, b.

Величина A_i представляет собой площадь эпюры $\frac{\overline{M}_i}{EI}$ на участке (OS); она изображается в виде эпюры, ординаты которой показывают нарастание этой площади при изменении s на участке от взятого начала O (см. фиг. 1).

Если ординаты эпюры $\frac{\overline{M}_i}{EI}$ известны, значения A_i находятся суммированием, как будет показано в дальнейшем.

Обратимся к частному случаю построения линий влияния лишних неизвестных в статически неопределимой системе.

а) Грузовые перемещения

Рассмотрим случай, когда элемент ab в статически определимой основной системе является балкой на двух опорах (фиг. 2). Пусть сосредоточенная сила $P = 1$ находится в сечении x на элементе ab.

Тогда

$$M_p(a) = M_p(b) = 0$$

и

$$Q_s = Q\frac{dx}{ds},$$

где Q — балочная поперечная сила на участке элемента ax:

$$Q = Q(a).$$

На участке xb балочная поперечная сила равна:

$$Q = Q(a) - 1.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Подставляя в формулу (4) значения Q_s, получим

$$\delta_{ip} = -\int_a^b A_i Q\,dx = -Q(a)\int_a^x A_i\,dx - Q(a)\int_x^b A_i\,dx + \int_x^b A_i\,dx =$$

$$= -Q(a)\int_a^b A_i\,dx + \int_x^b A_i\,dx, \qquad (5)$$

где a и b — пределы интегрирования (сечения, в пределах которых производится интегрирование).

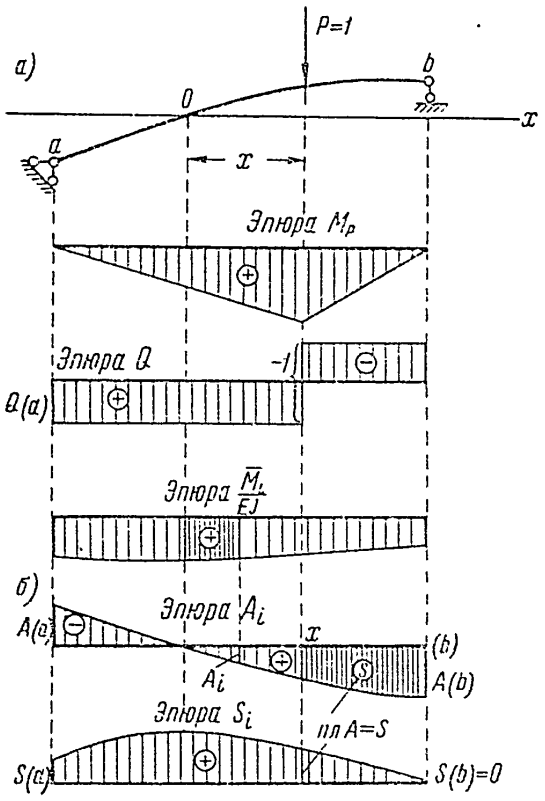
Обозначим

$$S_i(x) = \int_x^b A_i\,dx; \qquad (6)$$

тогда формула перемещений (5) будет:

$$\delta_{ip} = -Q(a)\,S_i(a) + S_i(x). \qquad (7)$$

Эпюру A_i построим на горизонтальной оси под соответствующими сечениями элемента ab, как изображено на фиг. 2. Тогда S_i изобразится также в виде эпюры, ординаты которой покажут величину площади участка эпюры A_i от данного сечения x до конца элемента b.



Фиг. 2. Эпюры M_p, Q, $\frac{\overline{M}_i}{EI}$, A_i, S_i в балке на двух опорах

Итак, для определения грузового перемещения на участке a,b нужно:

1) построить эпюру $\frac{\overline{M}_i}{EI}$ для данного лишнего неизвестного;

2) по ней построить эпюру A_i (это делается непосредственно суммированием, как будет показано дальше);

3) по эпюре A_i построить эпюру S_i (повторным суммированием).

После этого по формуле (7) по ординатам эпюры S_i находится грузовое перемещение для различных положений силы.

Кривые A_i, S_i являются интегральными кривыми эпюры $\frac{\overline{M}_i}{EI}$. Применение их в способе численного интегрирова-

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

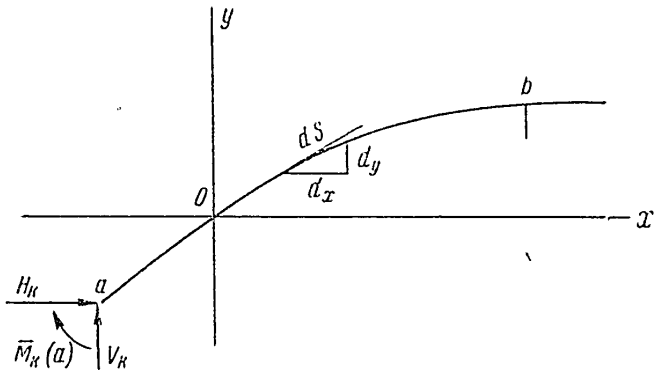
ния при переменной жёсткости элемента (при необходимости учёта переменности жёсткости) сокращает вычисления и делает их однотипными.

б) Единичные перемещения

Рассмотрим вычисление единичного перемещения δ_{ik} на участке ab.

$$\delta_{ik} = \int_a^b \frac{\overline{M}_i \overline{M}_k}{EI} ds. \tag{8}$$

Для преобразования формулы (8) к виду, удобному для численного интегрирования, воспользуемся формулой (4), в ко-



Фиг. 3. Расчётная схема балки на двух опорах

торой момент и поперечную силу от нагрузки заменим моментом и поперечной силой от k-го лишнего единичного неизвестного в статически определимой системе.

В этом случае элемент на участке ab свободен от внешней нагрузки и поперечная сила

$$\overline{Q}_s = V_k \frac{dx}{ds} - H_k \frac{dy}{ds},$$

где V_k — вертикальная составляющая суммы левых сил для сечения a от k-го единичного неизвестного в статически определимой системе;

H_k — горизонтальная составляющая той же суммы, положительная при направлении слева направо (фиг. 3).

Подставим выражение для $\overline{Q}_s$ в формулу (4):

$$\delta_{ik} = \overline{M}_k(b)\, A_i(b) - \overline{M}_k(a)\, A_i(a) - V_k \int_a^b A_i\, dx +$$

$$+ H_k \int_a^b A_i\, dy. \tag{9}$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

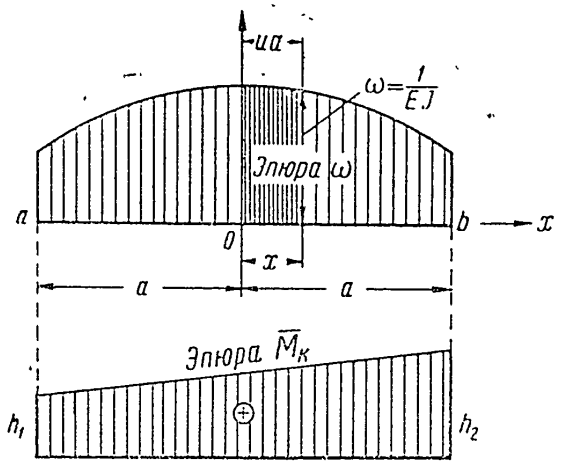
Для вычисления единичных перемещений достаточно построить интегральные кривые эпюр $\frac{\overline{M}_i}{EI}$. Однако для расчётной практики общая формула (9) является сложной. Обратимся к частным случаям, для которых получаются формулы, непосредственно применимые в расчёте.

2. Частный вид формул перемещений для систем с прямыми стержнями

Формулы перемещений упрощаются для систем с прямыми стержнями. Вычисление площадей, статических моментов и моментов инерции эпюр $\frac{\overline{M}_i}{EI}$ сводится к построению эпюры гибкости $\frac{1}{EI}$ и повторному суммированию по её ординатам.

Симметричная эпюра гибкости $\frac{1}{EI}$ на участке

Рассмотрим случай, когда эпюра гибкости $\frac{1}{EI}$ на участке ab прямого стержня симметрична (фиг. 4)



Фиг. 4. Симметричная эпюра гибкости на участке ab

$$\omega = \frac{1}{EI}. \qquad (10)$$

Пусть $2a$—длина стержня; начало координат поместим в середине участка и введём относительную абсциссу

$$u = \frac{x}{a}. \qquad (11)$$

Тогда

$$A_i = \int_0^x \frac{\overline{M}_i}{EI}\, dx = a \int_0^u \overline{M}_i\, \omega\, du. \qquad (12)$$

Величина $A_i(b)$ в формуле (9) найдётся при $u = 1$, величина $A_i(a)$ в той же формуле — при $u = -1$.

Уравнение (9) при этом упрощается — эпюры $\overline{M}_i$, $\overline{M}_к$ на участке будут прямолинейными. Положим (см. фиг. 4)

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

$$\overline{M}_\kappa(a) = h_1, \quad M_\kappa(b) = h_2,$$

тогда

$$V_\kappa = \frac{h_2 - h_1}{2a}.$$

Уравнение (9) будет иметь вид:

$$\delta_{i\kappa} = h_2 A_i(1) - h_1 A_i(-1) - \frac{h_2 - h_1}{2} \int_{-1}^{+1} A_i \, du. \qquad (13)$$

Практический интерес представляют случаи, когда эпюра $\overline{M}_i$ симметрична и кососимметрична.

а) Эпюра $\overline{M_i}$ симметрична

Если эпюра $\overline{M}_i$ симметрична, то эпюра A_i кососимметрична

При этом

$$A_i(1) = -A_i(-1); \quad \int_{-1}^{+1} A_i \, du = 0$$

и формула (13) упростится.

Пусть эпюра $\overline{M}_i$ имеет вид прямоугольника:

$$\overline{M}_i = h,$$

тогда по формуле (12)

$$A_i = ah \int_o^u \omega \, du. \qquad (14)$$

Площадь эпюры гибкости на отрезке ou при длине полупролёта, принятой за единицу, обозначим A:

$$A = \int_o^u \omega \, du. \qquad (15)$$

Формула для единичного перемещения (13) при замене A_i по формуле (14) будет

$$\delta_{i\kappa} = ah(h_1 + h_2) A(1). \qquad (16)$$

Для случая, когда элемент ab в статически определимой системе является балкой на двух опорах, легко из уравнения (7) получить формулу для грузового перемещения. Значение $S_i(a)$ в уравнении (7) при $u = -1$ равно нулю; тогда формула грузового перемещения после упрощения будет иметь вид:

$$\delta_{ip} = a^2 h \int_u^1 A \, du. \qquad (17)$$

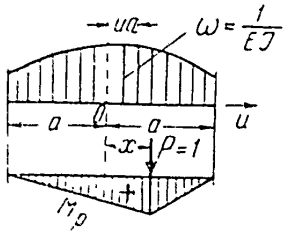
Величина интеграла выражает площадь участка эпюры A в пределах $(u1)$ при длине полупролёта, принятой за единицу.

В табл. 1 приведены частные формулы для расчёта балок по способу численного интегрирования.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Таблица 1

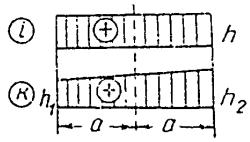
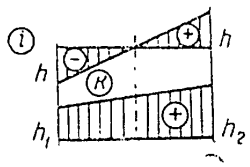
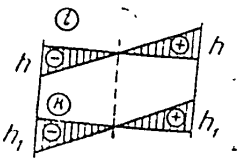
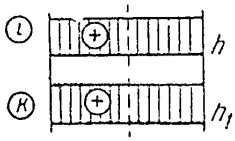


$u = \frac{x}{a}$

Если длину полупролёта a принять за 1, то:

$A = \int_0^u \omega\, du$—площадь эпюры гибкости на участке ou;

$A_u = \int_0^u \omega u\, du$—статический момент площади эпюры ω на участке (о—и) относительно начала координат o.

Вид эпюр $\overline{M}_i$, $\overline{M}_k$	$\int_{-a}^{+a} \frac{\overline{M}_i\, \overline{M}_k}{EI}\, dx$	$\int_{-a}^{+a} \frac{\overline{M}_i\, \overline{M}_p}{EI}\, dx$
	$ah\,(h_1+h_2)\,A\,(1)$	$a^2h \int_u^1 A\,du$
	$ah\,(h_2-h_1)\left[A_u(1)-\int_0^1 A_u\,du\right]$	$a^2h\left(u\int_0^1 A_u\,du-\int_0^u A_u\,du\right)$
	$2ahh_1\left[A_u(1)-\int_0^1 A_u\,du\right]$	—
	$2ahh_1\,A\,(1)$	—

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

б) Эпюра $\overline{M}_i$ кососимметрична

В рассматриваемом случае при кососимметричности эпюры единичного момента эпюра A_i симметрична.

Пусть $\overline{M}_i$ изменяется по прямой

$$\overline{M}_i = \frac{h}{a} x = hu.$$

Тогда согласно уравнению (12)

$$A_i = ah \int_0^u \omega u \, du. \tag{18}$$

Обозначим статический момент площади участка ou эпюры гибкости (при длине полупролёта, принятой за единицу) через

$$A_u = \int_0^u \omega u \, du. \tag{19}$$

Подставляя это значение в уравнения (13), (18), (19), после несложных упрощений получим

$$\delta_{ik} = a(h_2 - h_1) h \left[A_u(1) - \int_0^1 A_u \, du \right]. \tag{20}$$

Подставляя в уравнение (7) для грузового перемещения от единичной силы значение $Q(a)$ на левом участке, при положении груза в сечении u, получим

$$\delta_{ip} = a^2 h \left[u \int_0^1 A_u \, du - \int_0^u A_u \, du \right]. \tag{21}$$

Это выражение для грузового перемещения не упрощается, так как пределы интегрирования в интегралах различны.

Формулы для частных случаев приведены в табл. 1.

Несимметричная эпюра гибкости $\frac{1}{EI}$

Рассмотрим случай, когда эпюра гибкости $\frac{1}{EI}$ на участке ab прямого стержня несимметрична. Начало отсчёта поместим на левой опоре в сечении a (фиг. 5).

Введём относительную абсциссу

$$u = \frac{x}{l}. \tag{22}$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

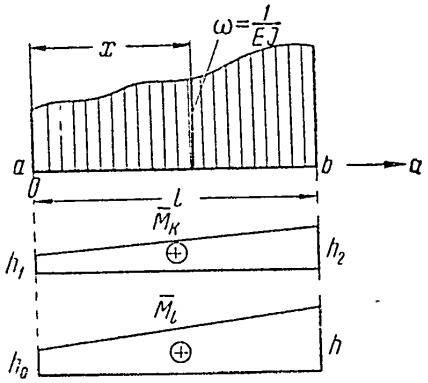
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Пусть эпюры $\overline{M}_i$, $\overline{M}_\kappa$ имеют на участке ab вид трапеций. Подставляя в уравнение (9) обозначения фиг. 5, получим

$$\delta_{i\kappa} = l(h_0 h_2 + h h_1)\int_0^1 A_u\,du + l h_0 h_1\left[\int_0^1 A\,du - \int_0^1 A_u\,du\right] +$$

$$+ l h h_2\left[A_u(1) - \int_0^1 A_u\,du\right]. \qquad (23)$$

При начале координат на левом конце участка сохранены введённые выше обозначения для площади и статического момента эпюры гибкости (при длине пролёта, принятой за единицу):



Фиг. 5. Несимметричная эпюра гибкости на участке $a\ b$

$$A = \int_0^u \omega\,du;$$

$$A_u = \int_0^u \omega\,u\,du.$$

При помощи интегрирования по частям легко выяснить геометрический смысл отдельных составляющих уравнения (23)

$$\int_0^1 A_u\,du = \int_0^1 \omega(u - u^2)\,du; \qquad (24)$$

$$\int_0^1 A\,du - \int_0^1 A_u\,du = \int_0^1 \omega(1-u)^2\,du; \qquad (25)$$

$$A_u(1) - \int_0^1 A_u\,du = \int_0^1 \omega u^2 du. \qquad (26)$$

Следовательно, величина $\int_0^1 A_u\,du$ равна разности статического момента и момента инерции эпюры гибкости на участке относительно точки a; составляющая $\int_0^1 A\,du$ равна моменту инерции эпюры гибкости на участке относительно точки b (см. фиг. 5); левая часть уравнения (26) равна моменту инерции эпюры гибкости на участке относительно точки a (во всех случаях длина пролёта равна единице).

Следует иметь в виду, что через ординаты площадей кривых A, A_u выражается грузовое перемещение при построении линий влияния от лишних неизвестных; поэтому при подсчёте по формуле (23) приходится пользоваться уже вычисленными величинами. Непосредственное же определение статических мо-

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

ментов и моментов инерции эпюры гибкости из уравнений (24) и (25) потребовало бы новых вычислений произведений и сумм.

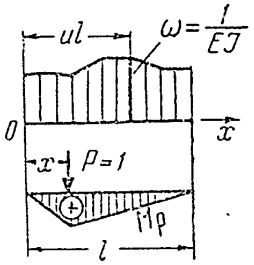
Формулу грузового перемещения для построения линий влияния лишних неизвестных, при положении единичного груза в сечении u, получим из уравнения (7) путём следующих преобразований:

$$\delta_{ip} = -(1-u)\left[l^2 h_0\left(\int_0^1 A\,du - \int_0^1 A_u\,du\right) + l^2 h \int_0^1 A_u\,du\right] +$$

$$+ l^2 h_0\left(\int_u^1 A\,du - \int_u^1 A_u\,du\right) + l^2 h \int_u^1 A_u\,du. \qquad (27)$$

Формулы для частных случаев приведены в табл. 2.

Таблица 2

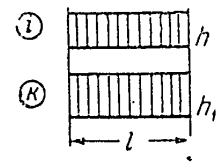
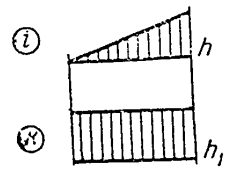


$u = \frac{x}{l}$

Если длину пролёта принять за 1, то:

$A = \int_0^u \omega\,du$ — площадь эпюры гибкости ω на участке ou;

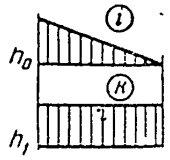
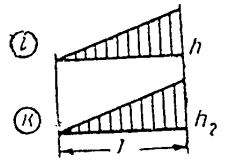
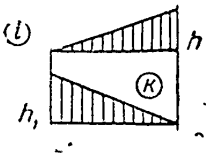
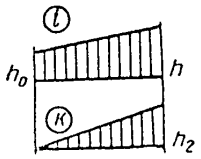
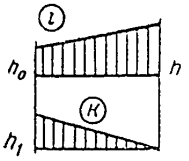
$A_u = \int_0^u \omega u\,du$ — статический момент площади эпюры ω на участке ou относительно начала o.

Вид эпюр $\overline{M}_i$, $\overline{M}_k$	$\int_0^l \frac{\overline{M}_i\,\overline{M}_k}{EI}\,dx$	$\int_0^l \frac{\overline{M}_i\,M_p}{EI}\,dx$
	$lhh_1 A(1)$	$l^2 h\left(u\int_0^1 A\,du - \int_0^u A\,du\right)$
	$lhh_1 A_u(1)$	$l^2 h\left[u\int_0^1 A_u\,du - \int_0^u A_u\,du\right]$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Продолжение

	$lh_0 h_1 \int_0^1 A\,du$	$l^2 h_0 \left[u \left(\int_0^1 A\,du - \int_0^1 A_u\,du \right) - \int_0^u A\,du + \int_0^u A_u\,du \right]$
	$lhh_2 \left[A_u(1) - \int_0^1 A_u\,du \right]$	См. случай 2
	$lhh_1 \int_0^1 A_u\,du$	См. случай 2
	$lhh_2 A_u(1) - lh_2(h-h_0) \int_0^1 A_u\,du$	Уравнение (27)
	$lhh_1 \int_0^1 A_u\,du + lh_0 h_1 \left(\int_0^1 A\,du - \int_0^1 A_u\,du \right)$	Уравнение (27)

3. Пример вычисления ординат интегральных кривых в неразрезной балке

Рассмотрим пример простейшего вычисления ординат интегральных кривых и построения линий влияния по способу числового интегрирования.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Пусть дана симметричная относительно средней опоры двухпролётная неразрезная балка переменной жёсткости. Требуется построить линию влияния опорного момента.

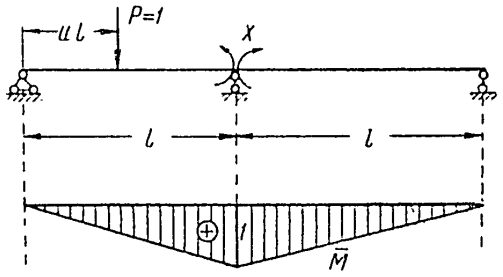
Выберем основную систему (фиг. 6). Ввиду симметричности линии влияния опорного момента X достаточно построить её в пределах одного (левого) пролёта.

Значения

$$X = -\frac{\delta_{1p}}{\delta_{11}}. \tag{28}$$

Из табл. 2 находим формулу для перемещения δ_{1p} под действием силы в сечении левого пролёта (случай 2):

$$\delta_{1p} = l^2 \left(u \int_0^1 A_u \, du - \int_0^u A_u \, du \right). \tag{29}$$



Фиг. 6. Основная система для построения линии влияния опорного момента в двухпролётной балке

Перемещение δ_{11} получим путём удваивания результата сопряжения эпюр в левом пролёте. Из табл. 2 (случай 4)

$$\delta_{11} = 2 \left[A_u(1) - \int_0^1 A_u \, du \right] l.$$

Тогда

$$\frac{X}{l} = -\frac{u \int_0^1 A_u \, du - \int_0^u A_u \, du}{2 \left[A_u(1) - \int_0^1 A_u \, du \right]} = -\frac{B}{C}. \tag{30}$$

Для построения линии влияния X достаточно найти суммированием эпюру статического момента A_u и её площади для различных положений силы.

В данном случае при учёте одного изгиба вместо ординат эпюры гибкости $\frac{1}{EI}$ можно взять пропорциональные величины

$$\omega = \frac{EI_0}{EI}.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Вычисления ординат линии влияния опорного момента сведены в табл. 3.

Таблица 3

u	ω	ωu	A_u	$\int_0^u A_u\,du$	$u\int_0^1 A_u\,du$	B	$\frac{X}{l}$
0,0	1,8	0,00	0,000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
0,1	1,4	0,14	7 0,007	4 0,0004	0,0219	0,0215	—0,0260
0,2	1,2	0,24	19 0,026	16 0,0020	0,0437	0,0417	—0,0504
0,3	1,0	0,30	27 0,053	40 0,0060	0,0656	0,0596	—0,0721
0,4	1,0	0,40	35 0,088	70 0,0130	0,0874	0,0744	—0,0900
0,5	1,0	0,50	45 0,133	110 0,0240	0,1093	0,0853	—0,1032
0,6	1,4	0,84	67 0,200	167 0,0407	0,1312	0,0905	—0,1095
0,7	2,2	1,54	119 0,319	260 0,0667	0,1530	0,0863	—0,1044
0,8	1,8	1,44	149 0,468	393 0,1060	0,1749	0,0689	—0,0833
0,9	0,8	0,72	108 0,576	522 0,1582	0,1967	0,0385	—0,0466
1,0	0,4	0,40	56 0,632	604 0,2186	0,2186	0,0000	0,0000

Ординаты эпюры A_u находятся суммированием по формуле трапеций. Суммирование производится сверху вниз, для чего к предыдущему значению A_u прибавляют произведение промежутка $\Delta u = 0{,}1$ на полусумму предыдущего и данного значений ωu.

Например, при $u = 0$

$$A_u(0) = 0;$$

$$A_u(0{,}1) = 0 + 0{,}1\,\frac{0{,}00 + 0{,}14}{2} = 0{,}007;$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

$$A_u(0,2) = 0,007 + 0,1\,\frac{0,14 + 0,24}{2} = 0,026;$$

$$A_u(0,3) = 0,026 + 0,1\,\frac{0,24 + 0,30}{2} = 0,053 \text{ и т. д.}$$

В графе A_u табл. 3 показано, как можно записывать получаемые полусуммы.

По значениям A_u, пользуясь тем же правилом, находят значение нарастающей площади.

$$\bar{S}(u) = \int_0^u A_u\,du.$$

Значение $u\int_0^1 A_u\,du$ определяется путём умножения наибольшего значения A_u (0,2186) на соответствующие значения u.

Значения B получаются как разность между

$$A_u \text{ и } \int_0^u A_u\,du \text{ при } u=1$$

при соответствующих значениях u.

Знаменатель C в формуле (30) равен удвоенной разности между

$$A_u \text{ и } \int_0^u A_u\,du \text{ при } u = 1.$$

Для примера: $C = 2(0,632 - 0,2186) = 0,8268;\ \frac{1}{C} = 1,2095.$

Вычисления показывают, что площадь полученной с учётом переменной жёсткости линии влияния опорного момента в данном случае на 11% больше площади соответствующей линии влияния, построенной для балки постоянного сечения. Максимальные ординаты линии влияния с учётом переменной жёсткости больше на 14—17% по сравнению с балкой постоянного сечения.

4. Применение способа к вычислению перемещений при расчёте многопролётной неразрезной балки

При расчёте многопролётной неразрезной балки необходимость учёта переменной жёсткости встречается сравнительно редко. В общем случае, при малом числе интервалов, на которые разбивается пролёт, при численном интегрировании способ этот не имеет преимуществ в простоте по сравнению со способом упругих грузов, который, к тому же, является более наглядным. Способ численного интегрирования целесообразно применять при необходимости точного учёта переменности жёсткости и при увеличении числа интервалов, на которые приходится разбивать пролёты конструкции.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

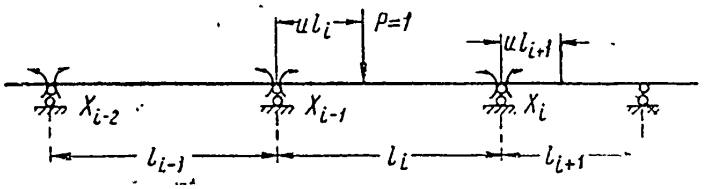
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Поэтому для неразрезной многопролётной балки мы ограничимся рассмотрением вычисления единичных перемещений по способу численного интегрирования и сравнением на примере результатов расчёта по этому способу с точным аналитическим решением и с расчётом по способу упругих грузов.

Пусть единичный груз находится в i-ом пролёте неразрезной балки (фиг. 7). По формулам табл. 2 получим:

$$\delta_{ip} = l_i^2 \left(u \int_0^1 A_u^i \, du - \int_0^u A_u^i \, du \right); \tag{31}$$

$$\delta_{i-1,\,p} = l_i^2 \left(u \int_0^1 A^i \, du - \int_0^u A^i \, du \right) - \delta_{ip}. \tag{32}$$



Фиг. 7. Схема многопролётной неразрезной балки

Единичные перемещения:

$$\delta_{ii} = l_i \left[A_u^i(1) - \int_0^1 A_u^i \, du \right] + l_{i+1} \left[\int_0^1 A^{i+1} \, du - \int_0^1 A_u^{i+1} \, du \right]. \tag{33}$$

$$\delta_{i+1,\,i} = l_{i+1} \int_0^1 A_u^{i+1} \, du. \tag{34}$$

Индексами i, $i+1$ отмечены пролёты, к которым относятся величины в формулах.

Для вычисления перемещений в общем случае по формулам (31) — (34) приходится построить по данной эпюре гибкости в каждом пролёте четыре интегральные кривые A, A_u, $\int A\,du$, $\int A_u\,du$. Необходимость строить дополнительные к рассмотренному выше случаю 3 кривые A, $\int A\,du$ снижает эффективность способа численного интегрирования в общем случае несимметричной эпюры гибкости.

Если интегральные кривые построены, перемещения легко находятся по их ординатам.

Пусть в i-ом пролёте неразрезной балки эпюра гибкости задана уравнением

$$EI_0\,\omega = 1{,}2 + 2{,}4\,u(1-u). \tag{35}$$

Тогда интегралы в уравнениях интегральных кривых легко вычисляются; перемещения подсчитываются аналитически.

Сравним способ численного интегрирования со способом упругих грузов.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

а) Численное интегрирование

Все вычисления сведём в табл. 4. Ординаты эпюры гибкости вычислены по формуле (35). Суммирование производится аналогично предыдущему примеру (см. табл. 3):

$$A(0,2) = 0 + 0,1(1,200 + 1,584) = 0,2784;$$

$$A(0,4) = 0,2784 + 0,1(1,584 + 1,776) = 0,6144$$

и т. д.

Число знаков выбрано с запасом для обеспечения проверки точности самого суммирования.

По данным таблицы находим составляющую перемещения δ_{ii} в i-ом пролёте:

$$EI_0\,\delta_{ii}^{(i)} = (0,7920 - 0,2839)\,l_i = 0,5081\,l_i$$

против точного значения $0,52\,l_i$.

По сравнению с точным решением ошибка составляет 2,5%.

Таблица 4

u	ω	A	$\int_0^u A\,du$	ωu	A_u	$\int_0^u A_u\,du$	$\frac{EI_0\,\delta_{ip}}{l_i^2}$	$u\int_0^1 A\,du - \int_0^u A\,du$	$\frac{EI_0\,\delta_{i-1\,p}}{l_i^2}$
0	1,200	0	0	0	0	0	0	0	0
0,2	1,584	0,2784	0,0278	0,3168	0,0317	0,0032	0,0536	0,1306	0,0770
0,4	1,776	0,6144	0,1171	0,7104	0,1344	0,0198	0,0938	0,1997	0,1059
0,6	1,776	0,9696	0,2755	1,0656	0,3120	0,0644	0,1059	0,1997	0,0938
0,8	1,584	1,3056	0,5030	1,2672	0,5453	0,1501	0,0770	0,1306	0,0536
1,0	1,200	1,5840	0,7920	1,2000	0,7920	0,2839	0	0	0

Составляющая $EI_0\,\delta_{i-1,\,i} = 0,2839\,l_i$ против точного значения $0,28\,l_i$. По сравнению с точным решением ошибка будет 1,5%.

Заметим, что при симметричной эпюре гибкости вычисления табл. 4 могли бы быть сокращены примерно вдвое. Форма таблицы и формулы соответствуют общему случаю несимметричной эпюры гибкости.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

б) Способ упругих грузов

Ограничимся вычислением по этому способу перемещения δ_{ip} и единичных. Следует иметь в виду, что полный объём вычислений по способу упругих грузов в случае несимметричной эпюры будет в два раза больше, так как для вычисления $\delta_{i-1,p}$ придётся находить новые упругие грузы и фиктивные моменты.

Данный i-ый пролёт балки разбиваем на 5 равных частей. Жёсткости участков вычисления упругих грузов считаем постоянными.

Значения средних жёсткостей на участках приведены в табл. 5.

Таблица 5

EI_1	EI_2	EI_3	EI_4	EI_5	
0,7323	0,5972	0,5631	0,5972	0,7323	Увеличенное в EI_0 раз

Для подсчёта δ_{ip} в i-ом пролёте строим эпюру $\overline{M_i}$ в этом пролёте и вычисляем упругие грузы на границах участков балки. Вычисления сводим в табл. 6.

Таблица 6

W_0	W_1	W_2	W_3	W_4	W_5	
0,0546	0,3772	0,8322	1,2381	1,4468	0,7647	Увеличенные в $\frac{6EI_0}{l_i}$ раз

Составляющая перемещения δ_{ii} в i-ом пролёте находится, как фиктивная опорная реакция:

$$\frac{6EI_0}{l_i}\delta_{ii}^{(i)} = 0{,}7647 \cdot 1 + 1{,}4468 \cdot 0{,}8 + 1{,}2381 \cdot 0{,}6 + 0{,}8322 \cdot 0{,}4 + $$

$$+ 0{,}3772 \cdot 0{,}2 = 3{,}0733,$$

откуда

$$\delta_{ii}^{(i)} = 0{,}5122\frac{l_i}{EI_0}.$$

По сравнению с точным значением коэфициента (0,52) ошибка 1,5%.

Далее вычисляем

$$\frac{6EI_0}{l_i}\delta_{i-1,\,i} = 0{,}7647 + 1{,}4468 + 1{,}2381 + 0{,}8322 + 0{,}3772 +$$

$$+ 0{,}0546 - 3{,}0733 = 1{,}6403,$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

откуда

$$\delta_{i-1,i} = 0{,}2734 \frac{l_i}{EI_0}.$$

По сравнению с точным значением коэфициента (0,28) ошибка 2,5%.

Перемещения δ_{ip} находим как фиктивные моменты от упругих грузов; значения их приведены в табл. 7.

Таблица 7

	$u = 0{,}2$	$u = 0{,}4$	$u = 0{,}6$	$u = 0{,}8$
δ_{ip}	$0{,}0529 \frac{l_i^2}{EI_0}$	$0{,}0931 \frac{l_i^2}{EI_0}$	$0{,}1057 \frac{l_i^2}{EI_0}$	$0{,}0769 \frac{l_i^2}{EI_0}$

в) Сопоставление результатов

В табл. 8 дано сопоставление результатов расчёта $\left(\frac{EI_0\delta_{ip}}{l_i^2}\right)$ по способу численного интегрирования и способу упругих грузов с результатами аналитического расчёта при взятии квадратур для принятого закона изменения гибкости.

Точность вычисления грузовых перемещений по способу численного интегрирования, как видно из таблицы, примерно соответствует точности способа упругих грузов.

Точность определения единичных перемещений по способу численного интегрирования может быть значительно повышена применением суммирования на основе параболической зависимости; это целесообразно для подсчёта главных перемещений в своде, расчёт которого рассматривается в дальнейшем. Для определения грузовых перемещений применение параболической зависимости нецелесообразно, так как в погоне за практически ненужной и условной точностью вычисления площадей кривых, заданных по ординатам, теряется простота и удобство повторного суммирования.

Преимуществом способа упругих грузов является наглядность и ясный механический смысл подсчётов; с другой стороны, в способе численного интегрирования преобладают простейшие арифметические действия—сложение и вычитание.

Таблица 8

u	Точные	По способу численного интегрирования	По способу упругих грузов
0,2	0,0541	0,0536	0,0529
0,4	0,0953	0,0938	0,0931
0,6	0,1082	0,1059	0,1057
0,8	0,0790	0,0770	0,0769

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

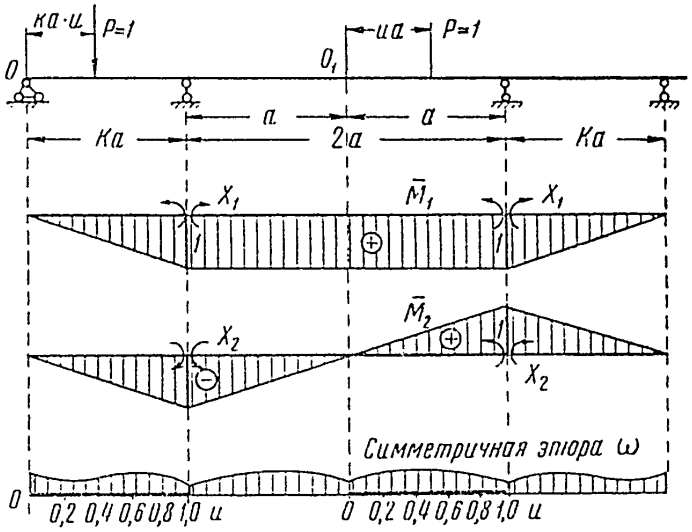
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

5. Пример расчёта трёхпролётной неразрезной балки

Необходимость учёта переменной жёсткости в симметричной трёхпролётной неразрезной балке может встретиться в расчёте разводных и балочных мостов больших пролётов. Рассмотрим применение способа численного интегрирования к построению линий влияния лишних неизвестных в такой балке на примере.

За лишние неизвестные выбираем пару симметричных и пару кососимметричных моментов (фиг. 8) на промежуточных опорах. Тогда $\delta_{12}=0$ и неизвестные разделяются.

В силу симметрии задачи для построения линий влияния лишних неизвестных достаточно найти их ординаты в первом пролёте и на половине среднего пролёта.



Фиг. 8. Построение линии влияния для трёхпролётной балки

При положении единичной силы в левом пролёте примем за начало координат точку O крайней левой опоры. Воспользуемся табл. 2 для определения перемещений. При положении силы в правой половине среднего пролёта примем за начало координат точку O_1 в центре симметрии балки и воспользуемся табл. 1. Таким образом, определим единичные и грузовые перемещения в общем виде.

Уравнения для вычисления ординат линий влияния лишних неизвестных по способу численного интегрирования в окончательном виде будут:

при силе в левом пролёте

$$\frac{X_1}{a} = -\frac{k^2 S'}{2[k D' + A(1)]}; \qquad (36)$$

$$\frac{X_2}{a} = +\frac{k^2 S'}{2[k D' + D]}; \qquad (37)$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

при силе в среднем пролёте

$$\frac{X_1}{a} = -\frac{\int_u^1 A\,du}{2[k\,D' + A(1)]}; \tag{38}$$

$$\frac{X_2}{a} = -\frac{S}{2[kD' + D]}, \tag{39}$$

где

$$S = u\int_0^1 A_u\,du - \int_0^u A_u\,du; \tag{40}$$

$$D = A_u(1) - \int_0^1 A_u\,du. \tag{41}$$

В уравнениях (36) — (4$_1$) величины, относящиеся к левому пролёту балки при выбранном начале отсчёта на нулевой опоре (в точке O), обозначены штрихом, величины же, относящиеся к среднему пролёту (без индекса в виде штриха), вычисляются при начале координат в центре симметрии балки O_1.

В табл. 9 и 10 дан пример расчёта балки.

Таблица 9

Вычисление ординат линий влияния неизвестных в крайнем пролёте

u	ω	ωu	A_u	$\int_0^u A_u\,du$	S'	$\frac{X_1}{a}$	$\frac{X_2}{a}$
0,0	2,0	0	0	0	0	0	0
0,2	1,8	0,36	0,036	0,0036	0,0578	—0,0285	0,0571
0,4	1,8	0,72	0,144	0,0216	0,1011	—0,0499	0,1000
0,6	2,0	1,20	0,336	0,0696	0,1145	—0,0566	0,1132
0,8	1,9	1,52	0,608	0,1640	0,0814	—0,0402	0,0805
1,0	0,6	0,60	0,820	0,3068	0	0	0

$$D' = 0{,}820 - 0{,}3068 = 0{,}5132$$

Таблица 10

Вычисление ординат линий влияния неизвестных в среднем полупролёте

u	ω	A	$\int_u^1 A\,du$	ωu	A_u	$\int_0^u A_u\,du$	S	$\frac{X_1}{a}$	$\frac{X_2}{a}$
0,0	1,9	0	0,969	0	0	0	0	—0,1870	0
0,2	2,0	0,39	0,930	0,40	0,040	0,0040	0,0590	—0,1795	—0,0228
0,4	2,1	0,80	0,811	0,84	0,164	0,0244	0,1015	—0,1565	—0,0392
0,6	2,0	1,21	0,610	1,20	0,368	0,0776	0,1113	—0,1177	—0,0430
0,8	1,5	1,56	0,333	1,20	0,608	0,1752	0,0766	—0,0643	—0,0296
1,0	0,6	1,77	0,000	0,60	0,788	0,3148	0	0	0

$$D = 0{,}788 - 0{,}3148 = 0{,}4732$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Порядок расчёта аналогичен примерам, разобранным выше (см. разделы 3 и 4, табл. 3 и 4). Для простоты расчёта рассмотрим относительную эпюру гибкости $\omega = \frac{EI_0}{EI}$. Разобьём крайний пролёт и средней полупролёт на 5 равных частей каждый. Отношение крайнего пролёта к среднему полупролёту балки принято равным

$$k = \frac{l}{a} = 1{,}6.$$

Для вычисления суммированием по правилу трапеции ординаты A (см. табл. 10) при данном значении u к предыдущему значению A прибавляем (при интервале 0,2) уменьшенную в 10 раз сумму предыдущей и данной ординаты ω. Точно так же находится суммированием величина A_u по ординатам ωu; аналогично находятся и вторые интегралы (см. табл. 9).

Вычисление $\int_u^1 A\,du$ (табл. 10) производится аналогичным суммированием по направлению снизу вверх в связи с тем, что переменным является нижний предел интеграла.

Суммируя величины A снизу вверх, получаем:

$$\begin{array}{r} 0{,}000 \\ 177 \\ + \quad 156 \\ \hline 0{,}333 \\ 156 \\ + \quad 121 \\ \hline 0{,}610 \end{array}$$ и т. д.

Значения S' (табл. 9) вычисляем как разность между произведением максимального значения $\int_0^u A\,du \cdot u$ и $\int_0^u A\,du$ при данном u.

Например:

$$0{,}3068 \cdot 0{,}2 - 0{,}0036 = 0{,}0578;$$
$$0{,}3068 \cdot 0{,}4 - 0{,}0216 = 0{,}1011$$

и т. д.

Аналогично вычисляется значение S (табл. 10).

После этого находят значения $\frac{X_1}{a}$ и $\frac{X_2}{a}$ для левого пролёта;

$$\frac{X_1}{a} = -\frac{1{,}6^2 S'}{2(1{,}6 \cdot 0{,}5132 + 1{,}77)} = -2{,}56 \cdot 0{,}1930\,S' = -0{,}4940 S'$$

$$\frac{X_2}{a} = \frac{1{,}6^2 S'}{2(1{,}6 \cdot 0{,}5132 + 0{,}4732)} = 2{,}56 \cdot 0{,}3863\,S' = 0{,}9839 S'$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

$$\frac{X_1}{a} = -0{,}1930 \int_u^1 A\, du;$$

$$\frac{X_2}{a} = -0{,}3863\, S$$

для среднего пролёта.

Абсолютные значения X_1 и X_2 получаются путём умножения их на величину среднего полупролёта.

Построение линии влияния по найденным ординатам производится с учётом условий симметрии.

6. Применение способа численного интегрирования к расчёту бесшарнирного свода

Расчёт свода по способу численного интегрирования наиболее целесообразно применять при проектировании арочных мостов больших пролётов. Предлагаемым способом сравнительно быстро рассчитывается бесшарнирный свод с любым законом изменения сечений.

При помощи этого способа можно назначать рациональные размеры сечений, учитывая требования равнопрочности, наименьшего веса свода, отсутствия значительных растягивающих напряжений, удобства конструирования и производства работ.

Исследование показывает, что подбором рационального закона изменения сечений свода или арки большого пролёта может быть достигнуто снижение расхода бетона на свод на 15—25% по сравнению с расходом бетона на «табличный» свод с законом изменения моментов инерции, принятым в таблицах Штрасснера. Увеличением гибкости свода и понижением положения центра упругих сил при этом могут быть значительно уменьшены напряжения от температурных воздействий и упругого обжатия.

При указанном сравнении, помимо требований равнопрочности сечений свода при переменной жёсткости, учитывались также требования наименьшего веса его.

Для уменьшения объёма свода сечения его, испытывающие изгиб, должны иметь конструктивные формы, приспособленные к этой работе. Для этого следует по возможности увеличивать расстояние от оси симметричного сечения до ядровой точки (по высоте сечения), добиваясь при этом наименьшего отношения высоты сечения к указанному расстоянию. Увеличение этого расстояния практически ограничено требованием минимальной толщины стенок коробчатого сечения при соблюдении условия равнопрочности.

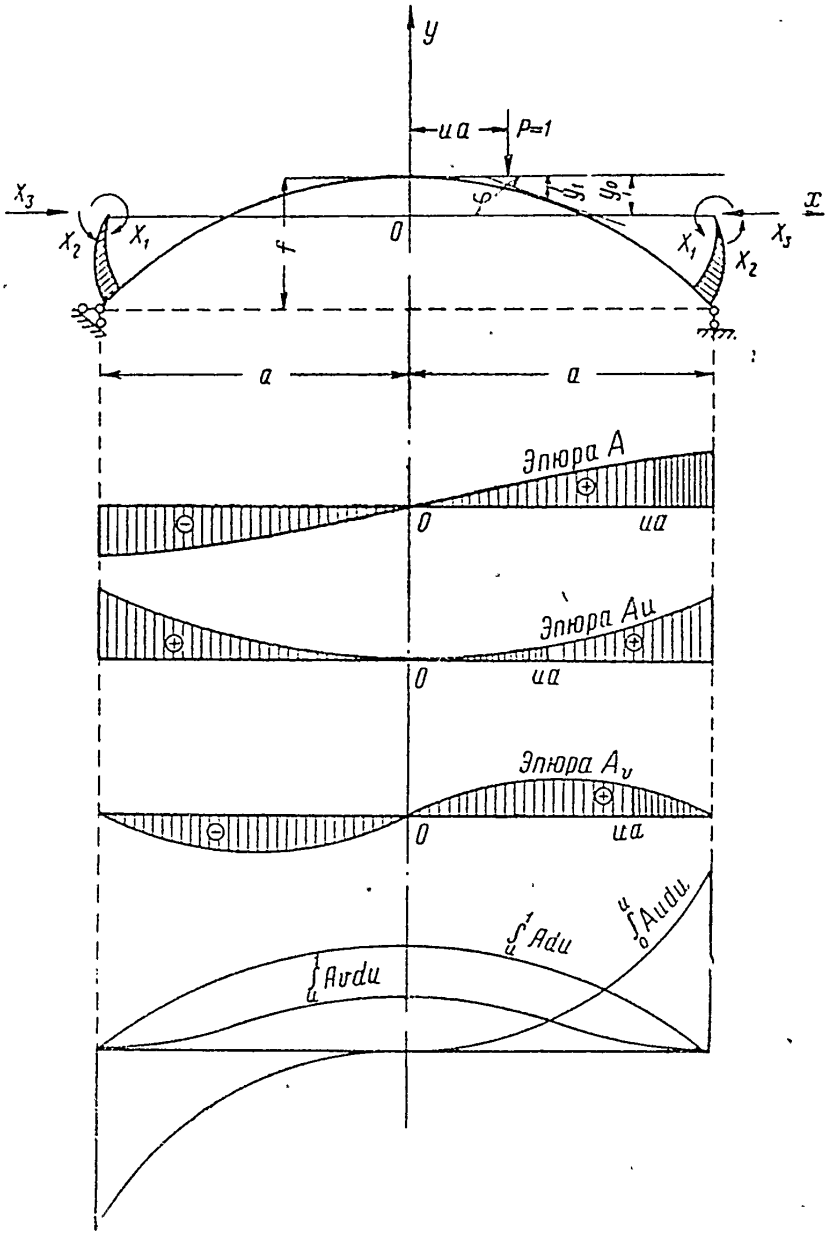
Это правило определяет рациональное распределение материала в интенсивно работающих на изгиб поперечных сечениях

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

свода; применение его к пятовым сечениям приводит к достаточно мощным конструкциям последних, хорошо приспособленным к работе на изгиб.

Однако плавное увеличение жёсткости от замка к пятам по длине свода большого пролёта является нерациональным, так



Фиг. 9. Основная система для свода переменной жёсткости

как при этом увеличивается общая жёсткость свода, повышается положение центра упругих сил, увеличиваются моменты в пятовых сечениях. В теоретическом решении по условиям наименьшего объёма свод получается с участком пониженной жёсткости

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

в сечениях, где моменты достигают абсолютного минимума. Эти сечения расположены на расстоянии 0,7 — 0,8 полупролёта от замка. Положение точки наименьшей жёсткости также определяется этим решением и в различных случаях может быть различным. В своде абсолютно наименьшего объёма при теоретическом решении имеется некоторое понижение жёсткости и в замковом участке. Однако оно не может быть рекомендовано по конструктивным и производственным соображениям.

Вопрос об устройстве участка пониженной жёсткости в своде большого пролёта следует решать при обязательном учёте комплекса конструктивных и производственных соображений.

В сечениях, расположенных между точкой наименьшей жёсткости и пятой, возрастание жёсткости при приближении к пяте является рациональным и диктуется условиями равнопрочности. Форма сечений определяется высказанными выше положениями.

В случае отсутствия участков пониженной жёсткости представляется целесообразным избегать постоянного возрастания жёсткости от замка к пятам. Предварительные подсчёты для подбора сечений по длине свода могут быть сделаны по способу огибающей моментов с использованием готовых таблиц.

Для сечений, расположенных между замком и 0,6 полупролёта, в первом приближении можно принять

$$\omega = \frac{EI_0}{EI\cos\varphi} = \text{const.}$$

Обратимся к применению способа численного интегрирования к расчёту бесшарнирного симметричного свода. Пусть в своде переменной жёсткости с произвольным очертанием оси требуется построить линии влияния лишних неизвестных. Выбираем обычную основную систему, удобную для последующего построения линий влияния моментов и нормальных сил для различных сечений свода (фиг. 9).

Лишние неизвестные при этом будут:

X_1 — пара симметричных моментов;
X_2 — пара кососимметричных моментов;
X_3 — распор в центре упругих сил.

Введём относительные координаты (см. фиг. 9):

$$u = \frac{x}{a}; \qquad (42)$$

$$v_1 = \frac{y_1}{a}; \quad v = \frac{y}{a} \qquad (43)$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

и относительную ординату эпюры гибкости, обозначая через EI_0 жёсткость свода в замке:

$$\omega = \frac{EI_0}{EI\cos\varphi}, \tag{44}$$

где φ — угол с осью абсцисс касательной к оси свода в данном сечении, положительный в левом полупролёте.

Тогда

$$\overline{M}_1 = 1, \quad \overline{N}_1 = 0;$$

$$\overline{M}_2 = u, \quad \overline{N}_2 = \sin\varphi;$$

$$\overline{M}_3 = -va, \quad \overline{N}_3 = \cos\varphi.$$

Воспользуемся интегральными кривыми эпюры гибкости. При этом кривая площади

$$A = \int_0^u \omega\, du \tag{45}$$

и кривые статических моментов:

$$A_u = \int_0^u \omega u\, du; \tag{46}$$

$$A_v = \int_0^u \omega v\, du. \tag{47}$$

Влиянием нормальных сил в грузовых перемещениях в случае не очень пологих сводов можно пренебречь. Влияние нормальных сил в знаменателе формулы распора необходимо учесть. Этот учёт упругого обжатия впоследствии рассмотрим отдельно.

Из уравнения (7) легко получим выражения для грузовых перемещений при численном интегрировании. Начало отсчёта помещаем в замке. Тогда в силу симметрии в уравнении (7) $S_1(-a) = 0$ и $S_3(-a) = 0$; перемещение δ_{2P} находится из табл. 1:

$$\delta_{1p} = \int \frac{\overline{M}_1 M_p\, ds}{EI} = \frac{a^2}{EI_0}\int_u^1 A\, du;$$

$$\delta_{2p} = \int \frac{\overline{M}_2 M_p\, ds}{EI} = \frac{a^2}{EI_0}\left(u\int_0^1 A_u\, du - \int_0^u A_u\, du\right);$$

$$\delta_{3p} = \int \frac{\overline{M}_3 M_p\, ds}{EI} = -\frac{a^3}{EI_0}\int_u^1 A_v\, du.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Положение центра упругих сил из условия $\delta_{13} = 0$ определится относительной ординатой v_0 (см. фиг. 9):

$$v_0 = \frac{y_0}{a} = \frac{\int_0^1 \omega v_1 \, du}{\int_0^1 \omega \, du}. \tag{48}$$

Главные перемещения:

$$\delta_{11} = \int \frac{\overline{M}_1^2 \, ds}{EI} = \frac{2a}{EI_0} A(1);$$

$$\delta_{22} = \int \frac{\overline{M}_2^2 \, ds}{EI} = \frac{2a}{EI_0} \left(A_u(1) - \int_0^1 A_u \, du \right);$$

$$\delta_{33} = \int \frac{\overline{M}_3^2 \, ds}{EI} = \frac{2a^3}{EI_0} \int_0^1 v^2 \omega \, du.$$

Отсюда получим выражения для ординат линий влияния лишних неизвестных при положении единичной силы в сечении u:

$$X_1 = -\frac{\delta_{1P}}{\delta_{11}} = -a \frac{\int_u^1 A \, du}{2A(1)}; \tag{49}$$

$$X_2 = -\frac{\delta_{2P}}{\delta_{22}} = -a \frac{u \int_0^1 A_u \, du - \int_0^u A_u \, du}{2\left[A_u(1) - \int_0^1 A_u \, du \right]}; \tag{50}$$

$$X_3 = -\frac{\delta_{3P}}{\delta_{33}} = \frac{\int_u^1 A_v \, du}{2 \int_0^1 \omega v^2 \, du}. \tag{51}$$

Для симметричного свода кривые A_u, $\int_u^1 A \, du$, $\int_u^1 A_v \, du$ — симметричны; кривые A, A_v, $\int_0^u A_u \, du$ — кососимметричны. Линии влияния X_1 и X_3 симметричны, X_2 — кососимметрична. Вычислим их ординаты в правом полупролёте.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Для сокращения записи введём обозначения:

$$S = u\int_0^1 A_u\,du - \int_0^u A_u\,du;$$

$$D = A_u(1) - \int_0^1 A_u\,du.$$

Тогда:

$$\frac{X_1}{a} = -\frac{\int_u^1 A\,du}{2\,A(1)}; \qquad (52)$$

$$\frac{X_2}{a} = -\frac{S}{2\,D}; \qquad (53)$$

$$X_3 = \frac{\int_u^1 A_v\,du}{2\int_0^1 \omega v^2\,du}. \qquad (54)$$

Линии влияния моментов и нормальных сил в сечениях свода могут быть легко построены, если ординаты линий влияния лишних неизвестных известны.

Для непосредственного определения площадей участков линий влияния по способу численного интегрирования применим метод огибающей. При этом вычисляются третьи интегралы эпюры гибкости, для чего добавляется ещё одно суммирование.

а) Учёт упругого обжатия

От упругого обжатия возникает отрицательный распор в центре упругих сил. Выше были найдены выражения для ординат линий влияния распора без учёта упругого обжатия. Для учёта обжатия в значение распора следует внести поправку, которая может быть введена в ординаты линий влияния распора. Однако обычный путь вычисления дополнительного распора по значению распора без учёта упругого обжатия удобнее.

Обозначим через H распор от временной нагрузки без учёта упругого обжатия. Тогда распор в центре упругих сил от упругого обжатия будет

$$\Delta H = -\mu H,$$

где

$$\mu = \frac{\int_0^1 n\,du}{\int_0^1 \omega v^2\,du}. \qquad (55)$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Отвлечённые значения n вычисляются для сечений через принятый в способе численного интегрирования промежуток на линейке; суммирование производится по формуле трапеций.

$$n = \frac{I_0 \cos\varphi}{Fa^2}, \tag{56}$$

где I_0 — момент инерции сечения в замке;
F — площадь сечения свода;
a — длина полупролёта.

При постоянной нагрузке кривая давления мало отклоняется от оси свода. Поэтому, следуя Завриеву [2], положим

$$\Delta H_g = -\mu_1 H_g,$$

где H_g — распор от постоянной нагрузки без учёта упругого обжатия;
ΔH_g — распор от упругого обжатия в центре упругих сил; коэфициент

$$\mu_1 = \frac{\int_0^1 n_1\, du}{\int_0^1 \omega v^2\, du}, \tag{57}$$

где

$$n_1 = \frac{I_0}{Fa^2 \cos\varphi}. \tag{58}$$

Знаменатель в уравнениях (57) и (55) был вычислен при построении линии влияния распора.

б) Учёт температурных воздействий

От изменения температуры свода на $t°$ в центре упругих сил возникает распор, который при введённых выше обозначениях определится из уравнения

$$H_t = \frac{\alpha E I_0 t}{a^2 \int_0^1 \omega v^2\, du}, \tag{59}$$

где α — коэфициент температурного удлинения.

в) Вычисления в табличной форме

Вычисления по способу численного интегрирования ведутся в табличной форме. Для быстрого заполнения таблиц необходимо овладеть суммированием по способу трапеций.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Ниже приведена табл. 11 для определения положения центра упругих сил. Для определения положения центра упругих сил применяется способ параболической зависимости

$$S = \frac{\Delta u}{3}(y_0 + 4\,y_1 + 2\,y_2 + 4\,y_3 + \cdots + 4\,y_{n-1} + y_n) \quad (n\text{—чётное}).$$

Формы таблиц для вычисления ординат линий влияния лишних неизвестных приведены в следующем разделе.

Таблица 11

u	Исходные данные				Вычисления					
	y_1 [M]	I [M^4]	F [M^2]	$\cos\varphi$	ω $\frac{I_0}{I\cos\varphi}$	v_1 $\frac{y_1}{a}$	ωv_1	v $v_0 - v_1$	n $\frac{I_0\cos\varphi}{Fa^2}$	n_1 $\frac{I_0}{Fa^2\cos\varphi}$
0					***		***		**	**
0,1										
0,2										
0,3										
...										
...										
1										

Значения сумм: $\int_0^1 \omega\,du$ $\int_0^1 \omega v_1\,du$ $\int_0^1 n\,du$ $\int_0^1 n_1\,du$

$$v_0 = \frac{\int_0^1 \omega v_1\,du}{\int_0^1 \omega\,du} = \cdots$$

Графы, отмеченные***, суммируются по способу параболической зависимости, а графы, отмеченные **, суммируются по способу трапеций.

В табл. 12 приведён пример вычисления значения A суммированием по способу трапеций. При этом вычисления, указанные в графе «Формула суммирования», не записываются, в таблицу заносится только результат. Можно также записывать полусуммы значений ω, уменьшенные в 10 раз, так, как это показано в графе A табл. 12, над значениями A.

Стрелкой показано направление суммирования. Аналогично путём суммирования графы ωu находятся значения A_n; сум-

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

мированием графы ωv — значения A_v; суммированием графы A_u — значения $\int_0^u A_u\,du$. Во всех перечисленных случаях суммирование производится по направлению сверху вниз.

Суммирование значения A для вычисления значений $\int_u^1 A\,du$ производится снизу вверх, так как переменным является нижний предел интеграла. В табл. 13 приведён развёрнутый пример вычисления $\int_u^1 A\,du$ по способу трапеций.

Аналогично производится вычисление значений $\int_u^1 A_v\,du$ по значениям A_v.

Таблица 12

$\Delta u = 0{,}1$

u	ω	Формула суммирования	A
0,0	1,00	—	0
			+ 50 46
0,1	0,92	$0 + 0{,}1\,\frac{1{,}0 + 0{,}92}{2} =$	0,096
			+ 46 45
0,2	0,90	$0{,}096 + 0{,}1\,\frac{0{,}92 + 0{,}90}{2} =$	0,187
			+ 45 44
0,3	0,88	$0{,}187 + 0{,}1\,\frac{0{,}90 + 0{,}88}{2} =$	0,276
...	...	и т. д.	—

$\Delta u = 0{,}1$

Таблица 13

u	...	A	Формула суммирования	$\int_u^1 A\,du$
...	...	...	и т. д.	...
0,7	...	0,640	$0{,}2079 + 0{,}1\,\frac{0{,}910 + 0{,}640}{2} =$	0,2854
				+ 320 455
0,8	...	0,910	$0{,}1094 + 0{,}1\,\frac{1{,}060 + 0{,}910}{2} =$	0,2079
				+ 455 530
0,9	...	1,060	$0 + 0{,}1\,\frac{1{,}128 + 1{,}060}{2} =$	0,1094
				+ 530 564
1,0	...	1,128	—	0,0000

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

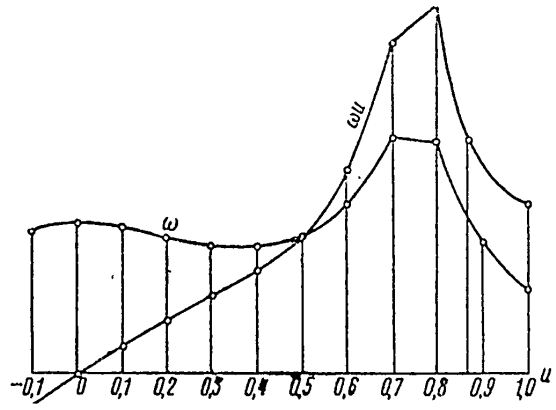
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

7. Пример построения линий влияния лишних неизвестных для свода переменной жёсткости

Рассмотрим применение способа численного интегрирования к построению линий влияния лишних неизвестных в своде для случая достаточно резкого изменения жёсткости свода по пролёту.

Эпюра гибкости ω и очертание оси свода пологостью $^1/_5$ даны в табл. 14.

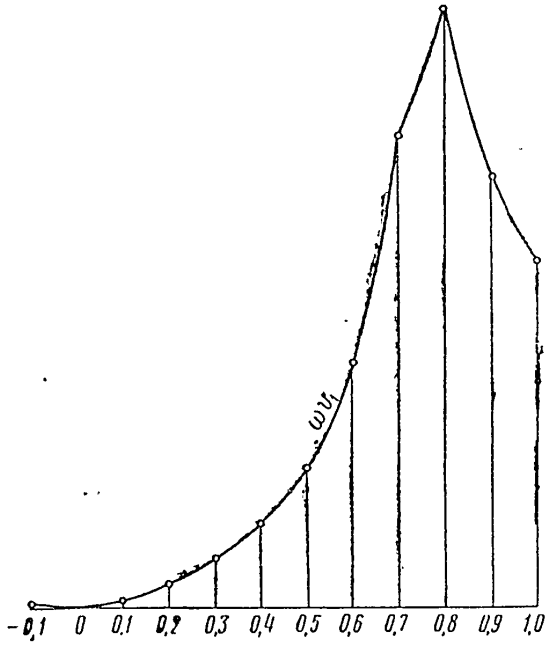
Прежде чем приступить к вычислениям, строим кривые ω, ωu, ωv_1, чтобы установить, какие формулы следует применять для определения положения центра упругих сил и вычисления знаменателя формулы распора. Эти кривые представлены на фиг. 10 и 11.



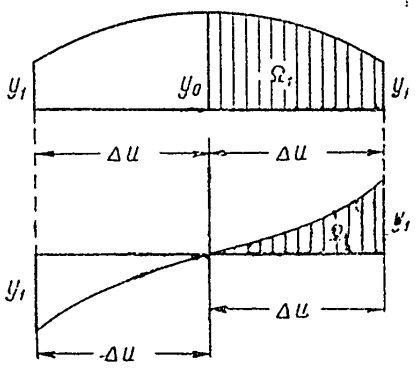
Фиг. 10. Значения ω и ωu в пределах полупролёта свода

Для сокращения числа знаков в последующих подсчётах ординаты эпюры гибкости следует округлять до 0,02.

Из рассмотрения фиг. 10 и 11 следует, что в промежутке 0,7—0,8 полупролёта, где жёсткость свода мало меняется, применение способа параболической зависимости даёт бóльшую ошибку, чем способ трапеций. Поэтому положение центра упругих



Фиг. 11. Значения ωv_1 в пределах полупролёта свода



Фиг. 12. Симметричная кривая ω в начале координат

сил определяется суммированием значений ω и ωv_1 по способу параболической зависимости в пределах 0,0—0,7 и 0,8—1,0

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

полупролёта и применением способа трапеций на участке в 0,7—0,8 полупролёта.

В подобных случаях рекомендуется приводить формулы к единому виду, с общим множителем, и получить выражение для площади одного участка при суммировании по способу параболической зависимости.

При симметричной кривой на смежных участках, что имеет место для кривой ω в начале координат, площадь первого участка (фиг. 12)

$$\Omega_1 = \frac{\Delta u}{3}(2\,y_0 + y_1)\,; \tag{60}$$

в случае кососимметричной кривой

$$\Omega_1 = \frac{\Delta u}{3}\,1{,}5\,y_1. \tag{61}$$

В общем случае применима формула, предложенная В. К. Качуриным,

$$\Omega_1 = \frac{\Delta u}{3}(1{,}25\,y_0 + 2\,y_1 - 0{,}25\,y_2). \tag{62}$$

Напишем формулу трапеций в виде

$$\Omega_1 = \frac{\Delta u}{3}(1{,}5\,y_0 + 1{,}5\,y_1)\,: \tag{63}$$

Тогда общий множитель $\frac{\Delta u}{3} = \frac{1}{30}$ выносится за знак суммирования.

При помощи этих формул по значениям ωv_1 (табл. 14) вычисляем $\int_0^1 \omega v_1\,du$.

Таблица 14

u	ω	v_1	ωv_1	v	ωv^2
0,0	1,00	0,000	0,00000	0,13887	0,01928
0,1	0,96	0,004	0,00384	0,13487	0,01746
0,2	0,90	0,016	0,01440	0,12287	0,01359
0,3	0,84	0,036	0,03024	0,10287	0,00889
0,4	0,84	0,064	0,05376	0,07487	0,00471
0,5	0,90	0,100	0,09000	0,03887	0,00136
0,6	1,10	0,144	0,15840	—0,00513	0,00003
0,7	1,56	0,196	0,30576	—0,05713	0,00509
0,8	1,52	0,256	0,38912	—0,11713	0,02085
0,9	0,86	0,324	0,27864	—0,18513	0,02947
1,0	0,56	0,400	0,22400	—0,26113	0,03819
	1,026		0,14362		

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Площадь первого участка (0 — 0,1) определится по формуле (60), далее чётное число участков в интервале (0,1—0,7) суммируем по формуле параболической зависимости, участок (0,7—0,8) — по формуле трапеций (63) и, наконец, интервал (0,8—1,0) — по формуле параболической зависимости. Получим

$$\int_0^1 \omega v_1\, du = \frac{1}{30}(2 \cdot 0{,}00384 + 4 \cdot 0{,}01440 + 2 \cdot 0{,}03024 +$$
$$+ 4 \cdot 0{,}05376 + 2 \cdot 0{,}09000 + 4 \cdot 0{,}15840 + 0{,}30576 +$$
$$+ 1{,}5 \cdot 0{,}30576 + 1{,}5 \cdot 0{,}38912 + 0{,}38912 + 4 \cdot 0{,}27864 + 0{,}22400) =$$
$$= \frac{1}{30} \cdot 4{,}2300.$$

Аналогично производится вычисление

$$\int_0^1 \omega\, du = \frac{1}{30}(2 \cdot 1 + 2 \cdot 0{,}96 + 4 \cdot 0{,}90 + 2 \cdot 0{,}84 + 4 \cdot 0{,}84 +$$
$$+ 2 \cdot 0{,}90 + 4 \cdot 1{,}10 + 2{,}5 \cdot 1{,}56 + 2{,}5 \cdot 1{,}52 + 4 \cdot 0{,}86 +$$
$$+ 0{,}56) = \frac{1}{30}\, 30{,}46.$$

Отсюда положение центра упругих сил определится относительной ординатой

$$v_0 = \frac{4{,}2300}{30{,}46} = 0{,}13887.$$

Под чертой в табл. 14 приведены также значения сумм найденные по способу трапеций для всего полупролёта.

По этим значениям находим

$$v_0 = \frac{0{,}14362}{1{,}026} = 0{,}1400.$$

Найденное приближённое значение ординаты упругого центра используется в дальнейших расчётах.

В табл. 14 вычислены относительные ординаты оси свода $v = v_0 - v_1$ и произведения ωv^2.

По значениям ωv^2 определяем интеграл в знаменателе формулы распора:

$$\int_0^1 \omega v^2\, du = \frac{1}{30}(2 \cdot 0{,}01928 + 2 \cdot 0{,}01746 + 4 \cdot 0{,}01359 +$$
$$+ 2 \cdot 0{,}00889 + 4 \cdot 0{,}00471 + 2 \cdot 0{,}00136 + 4 \cdot 0{,}00003 +$$
$$+ 2{,}5 \cdot 0{,}00509 + 2{,}5 \cdot 0{,}02085 + 4 \cdot 0{,}02947 +$$
$$+ 0{,}03819) = \frac{1}{30}\, 0{,}38822 = 0{,}01294.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

В табл. 15 приведены вычисления ординат линии влияния симметричного момента X_1. Суммирование производится по правилу трапеций.

В табл. 16 эти же значения вычисляются более точным способом.

Таблица 15

u	ω	A	$\int_u^1 A\,du$	$\frac{X_1}{a}$
0,0	1,00	0,000	0,4913	—0,2394
0,1	0,96	0,098	0,4864	—0,2370
0,2	0,90	0,191	0,4720	—0,2300
0,3	0,84	0,278	0,4485	—0,2186
0,4	0,84	0,362	0,4165	—0,2030
0,5	0,90	0,449	0,3760	—0,1832
0,6	1,10	0,549	0,3261	—0,1589
0,7	1,56	0,682	0,2645	—0,1289
0,8	1,52	0,836	0,1882	—0,0919
0,9	0,86	0,955	0,0991	—0,0483
1,0	0,56	1,026	0,0000	0,0000

$$\frac{1}{2A(1)} = \frac{1}{2 \cdot 1{,}026} = 0{,}4873;$$

$$\frac{X_1}{a} = -0{,}4873 \int_u^1 A\,du.$$

Таблица 16

u	ω	$30A$	A	$30\int_u^1 A\,du$	$\frac{X_1}{a}$
0,0	1,00	0,00	0,00000	14,678	—0,2409
0,1	0,96	2,96	0,09867	14,531	—0,2385
0,2	0,90	5,74	0,19133	14,092	—0,2313
0,3	0,84	8,36	0,27867	13,389	—0,2198
0,4	0,84	10,84	0,36133	12,425	—0,2039
0,5	0,90	13,46	0,44867	11,216	—0,1841
0,6	1,10	16,38	0,54600	9,723	—0,1596
0,7	1,56	20,32	0,67733	7,906	—0,1298
0,8	1,52	24,94	0,83133	5,636	—0,0925
0,9	0,86	28,42	0,94733	2,956	—0,0485
1,0	0,56	30,46	1,01533	0,000	0,0000

Примечание. Значения $30A$ находятся суммированием по способу параболической зависимости, за исключением промежутка (0,7—0,8) полупролёта, где применяется способ трапеций; значения $30\int_u^1 A\,du$ находятся по способу параболической зависимости.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

В табл. 17 приведены вычисления ординат линии влияния кососимметричного момента X_2. Суммирование производится по способу трапеций.

Таблица 17

u	ω	ωu	A_u	$\int_0^u A_u\,du$	$0{,}1760\,u$	S	$\frac{X_2}{a}$
0,0	1,00	0,000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
0,1	0,96	0,096	0,0048	0,0002	0,0176	0,0174	—0,0243
0,2	0,90	0,180	0,0186	0,0014	0,0352	0,0338	—0,0473
0,3	0,84	0,252	0,0402	0,0044	0,0528	0,0484	—0,0677
0,4	0,84	0,336	0,0696	0,0098	0,0704	0,0606	—0,0847
0,5	0,90	0,450	0,1089	0,0188	0,0880	0,0692	—0,0968
0,6	1,10	0,660	0,1644	0,0324	0,1056	0,0732	—0,1023
0,7	1,56	1,092	0,2520	0,0533	0,1232	0,0699	—0,0977
0,8	1,52	1,216	0,3674	0,0842	0,1408	0,0566	—0,0791
0,9	0,86	0,774	0,4669	0,1259	0,1584	0,0325	—0,0454
1,0	0,56	0,560	0,5336	0,1760	0,1760	0,0000	0,0000

$$S = 0{,}1760\,u - \int_0^u A_u\,du;$$

$$D = 0{,}5336 - 0{,}1760 = 0{,}3576;$$

$$\frac{1}{2D} = \frac{1}{2 \cdot 0{,}3576} = 1{,}3982;$$

$$\frac{X_2}{a} = -\,1{,}3982\,S.$$

В табл. 18 те же вычисления производятся более точным способом.

Таблица 18

u	ωu	$30\,A_u$	A_u	$30\int_0^u A_u\,du$	$\int_0^u A_u\,du$	S	$\frac{X_2}{a}$
0,0	0,000	0,000	0,0000	0,0000	0,00000	0,00000	0,0000
0,1	0,096	0,144	0,0048	0,0048	0,00016	0,01719	—0,0244
0,2	0,180	0,564	0,0188	0,0380	0,00127	0,03344	—0,0475
0,3	0,252	1,212	0,0404	0,1252	0,00417	0,04789	—0,0680
0,4	0,336	2,088	0,0696	0,2880	0,00960	0,05982	—0,0849
0,5	0,450	3,258	0,1086	0,5526	0,01842	0,06835	—0,0970
0,6	0,660	4,884	0,1628	0,9548	0,03183	0,07229	—0,1026
0,7	1,092	7,440	0,2480	1,5604	0,05201	0,06947	—0,0986
0,8	1,216	10,902	0,3634	2,4730	0,08243	0,05640	—0,0801
0,9	0,774	13,830	0,4610	3,7230	0,12410	0,03209	—0,0455
1,0	0,560	15,774	0,5258	5,2062	0,17354	0,00000	0,0000

$$\frac{1}{2\,(0{,}5258 - 0{,}17354)} = 1{,}4194.$$

См. примечание к табл. 16.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Подсчёты показывают, что вычисление ординат линий влияния распора по способу трапеций в случаях, допускающих сравнение с точным аналитическим решением, даёт погрешность в максимальных ординатах линии влияния распора около 1,1%.

При повторном суммировании при определении величин $\int_u^1 A_v\,du$ по способу параболической зависимости точность вычисления может быть повышена.

Заметим, что при повторном интегрировании способ параболической зависимости становится применимым на всём полупролёте.

В табл. 19 ординаты линии влияния распора X_3 найдены повторным суммированием по способу параболической зависимости. Первое суммирование выполнено по способу трапеций.

Ординаты v (табл. 19) оси свода вычислены при определении положения центра упругих сил по правилу трапеций

$$v = 0{,}1400 - v_1.$$

При вычислении A_v по способу трапеций следует брать именно эти приближённые ординаты; если же взять точные значения ординат, приведённые в табл. 14, то при суммировании обнаруживается невязка — значение A_v (1) оказывается не равным нулю, что объясняется накоплением ошибки из-за применения различных формул суммирования для определения v_0 и значений A_v.

В данном случае ошибка в значении A_v (1) составляет только 0,00003, что не отражается на последующих подсчётах.

Направление суммирования в предпоследней графе таблицы ведётся снизу вверх.

Таблица 19

u	ω	v	ωv	A_v	$30\int_u^1 A_v\,du$	X_3
0,0	1,00	0,140	0,1400	0,00000	0,9314	1,200
0,1	0,96	0,136	0,1306	0,01353	0,9111	1,173
0,2	0,90	0,124	0,1116	0,02564	0,8516	1,097
0,3	0,84	0,104	0,0874	0,03559	0,7595	0,978
0,4	0,84	0,076	0,0638	0,04315	0,6405	0,825
0,5	0,90	0,040	0,0360	0,04814	0,5031	0,648
0,6	1,10	—0,004	—0,0044	0,04972	0,3550	0,457
0,7	1,56	—0,056	—0,0874	0,04513	0,2110	0,272
0,8	1,52	—0,116	—0,1763	0,03195	0,0928	0,120
0,9	0,86	—0,184	—0,1582	0,01522	0,0228	0,029
1,0	0,56	—0,260	—0,1456	0,00000	0,0000	0,000

$$X_3 = 1{,}2880 \cdot 30\int_u^1 A_v\,du.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Вычислив значения $30\int_u^1 A_v\,du$ для чётных абсцисс, переходим к вычислению этого интеграла для нечётных абсцисс 0,9, 0,7, 0,5 и т. д.

По значению $30\int_u^1 A_v\,du$, используя найденное выше значение интеграла в знаменателе формулы распора, находим ординаты линии влияния X_3:

$$X_3 = \frac{\int_u^1 A_v\,du}{2\int_0^1 \omega v^2\,du} = \frac{\int_u^1 A_v\,du}{2\frac{1}{30}\cdot 0{,}38822} = 1{,}2880\cdot 30\int_u^1 A_v\,du.$$

В табл. 20 приведены значения X_3, вычисленные по более точному способу.

Таблица 20

u	ωv	$30\,A_v$	A_v	$30\int_u^1 A_v\,du$	X_3
0,0	0,13887	0,0000	0,00000	0,9305	1,198
0,1	0,12948	0,4072	0,01357	0,9087	1,170
0,2	0,11058	0,7674	0,02558	0,8506	1,095
0,3	0,08641	1,0654	0,03551	0,7573	0,975
0,4	0,06289	1,2865	0,04288	0,6401	0,824
0,5	0,03498	1,4384	0,04795	0,5023	0,647
0,6	—0,00564	1,4837	0,04946	0,3559	0,458
0,7	—0,08912	1,3617	0,04539	0,2112	0,272
0,8	—0,17804	0,9609	0,03203	0,0929	0,120
0,9	—0,15921	0,4565	0,01522	0,0224	0,029
1,0	—0,14623	0,0000	0,00000	0,0000	0,000
		—1			

$$\frac{1}{30\cdot 2\int_0^1 \omega v^2\,du} = \frac{1}{60\cdot 0{,}01294} = 1{,}2880.$$

Имея линии влияния лишних неизвестных, легко построить линии влияния моментов и нормальных сил в интересующих нас сечениях. В табл. 21 приведён пример вычисления ординат линии влияния момента в пяте. По ординатам находим площади положительного и отрицательного участков линии влияния. При суммировании по правилу трапеций получим

$$\Omega_+ = 0{,}0732\ a^2; \quad \Omega_- = 0{,}0734\ a^2.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Таблица 21

u	$\frac{X_1}{a}$	$\frac{X_2}{a}$	X_3	$0{,}26113\,X_3$	$\frac{M_{пяты}}{a}$
—1,0	0,0000	0,0000	0,000	0,0000	0,0000
—0,9	—0,0483	0,0454	0,029	0,0076	0,0047
—0,8	—0,0919	0,0791	0,120	0,0313	0,0185
—0,7	—0,1289	0,0977	0,272	0,0710	0,0398
—0,6	—0,1589	0,1023	0,457	0,1193	0,0627
—0,5	—0,1832	0,0968	0,648	0,1692	0,0828
—0,4	—0,2030	0,0847	0,825	0,2154	0,0971
—0,3	—0,2186	0,0677	0,978	0,2554	0,1045
—0,2	—0,2300	0,0473	1,097	0,2865	0,1038
—0,1	—0,2370	0,0243	1,173	0,3063	0,0936
0,0	—0,2394	0,0000	1,200	0,3134	0,0740
0,1	—0,2370	—0,0243	1,173	0,3063	0,0450
0,2	—0,2300	—0,0473	1,097	0,2865	0,0092
0,3	—0,2186	—0,0677	0,978	0,2554	—0,0309
0,4	—0,2030	—0,0847	0,825	0,2154	—0,0723
0,5	—0,1832	—0,0968	0,648	0,1692	—0,1108
0,6	—0,1589	—0,1023	0,457	0,1193	—0,1419
0,7	—0,1289	—0,0977	0,272	0,0710	—0,1556
0,8	—0,0919	—0,0791	0,120	0,0313	—0,1397
0,9	—0,0483	—0,0454	0,029	0,0076	—0,0861
1,0	0,0000	0,0000	0,000	0,0000	0,0000

Для данного свода с параболическим очертанием оси эти площади должны быть равны; полученное расхождение объясняется приближённостью численного интегрирования и накоплением ошибки вычислений. Однако эта ошибка не превосходит 0,3% по отношению к площади одного участка. Такой результат является вполне удовлетворительным.

В заключение сравним влияние температурных воздействий на данный свод и на свод с законом изменения сечений, принятым в таблицах Завриева [2].

Для сравнения возьмём табличный свод

$$m = 1, \quad n = \frac{I_0}{I_\kappa \cos\varphi} = 0{,}56$$

с параболическим очертанием оси при том же отношении жёсткостей в замке и в пяте.

По интерполяции табличных данных находим расстояние от замка до центра упругих сил

$$\frac{y_0}{f} = 0{,}2859,$$

откуда

$$v_0 = 0{,}1144,$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

и расстояние от центра упругих сил до пяты в табличном своде (относительное)

$$0{,}4 - 0{,}1144 = 0{,}2856.$$

Для разбираемого случая:

$$v_0 = 0{,}1389; \quad 0{,}4 - 0{,}1389 = 0{,}2611,$$

т. е. меньше на 9%.

Распор от изменения температуры на $t°$ в табличном своде

$$H_t = \frac{\alpha l t}{\int y y_0 \Delta\omega} = 99{,}7 \frac{\alpha t E I_0}{a^2},$$

для разбираемого случая

$$H_t = \frac{\alpha E I_0 t}{0{,}01294\, a^2} = 77{,}28 \frac{\alpha t E I_0}{a^2}.$$

Момент от изменения температуры в расчётном пятовом сечении в табличном своде

$$M_t = 0{,}2856 \cdot 99{,}7 \frac{\alpha t E I_0}{a} = 28{,}47 \frac{\alpha t E I_0}{a},$$

для разбираемого случая

$$M_t = 0{,}2611 \cdot 77{,}28 \frac{\alpha t E I_0}{a} = 20{,}19 \frac{\alpha t E I_0}{a}.$$

Следовательно, момент в пяте табличного свода больше на 41%.

Площадь линии влияния момента в пяте табличного свода составляет

$$\Omega_+ = 0{,}0754\, a^2, \quad \Omega_- = 0{,}0754\, a^2,$$

что незначительно отличается от полученных выше значений для свода переменной жёсткости в рассмотренном примере.

В этом примере ординаты эпюры гибкости были заданы численно по отдельным сечениям, поэтому задача не имеет аналитического решения. Сравнения предлагаемого способа численного интегрирования с применением правила трапеций с более точным способом численного интегрирования приведены в табл. 16, 18, 20.

Из сравнения данных табл. 15 и 16 следует, что погрешность, или, точнее, расхождение ординат линии влияния X_1, не превышает 0,7%.

В табл. 18 вычислены ординаты линии влияния неизвестного X_2. Разница в ординатах линии влияния X_2, подсчитанных по этому способу и по предлагаемому, ещё меньше—не превосходит 0,2%.

В табл. 20 аналогичным способом найдены ординаты линии влияния распора. В связи с тем, что первое суммирование здесь

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

произведено при помощи формул, по которым определялось положение центра упругих сил, ординаты оси взяты из табл. 14 при $v_0 = 0{,}13887$. Разница в ординатах линии влияния распора в табл. 19 и 20 не превосходит 0,2% для средних ординат.

Заметим, что для свода $\omega = 1$ сравнение с аналитическим решением показывает, что в случае повторного суммирования по формуле параболической зависимости предлагаемым способом (табл. 16 и 20) ординаты линий влияния X_1 и X_2 определяются точно, а ординаты линии влияния X_3 — с погрешностью 0,23%. Такая точность может считаться вполне удовлетворительной.

8. Общий случай

Возможность применения приёма численного интегрирования не ограничивается случаем построения линий влияния (здесь этот приём является наиболее удобным). В общем случае могут быть определены перемещения от любой нагрузки.

В литературе рассматривался вопрос об определении перемещений при помощи эпюр поперечных сил для случая простейших изгибаемых конструкций постоянной жёсткости [3]. Рассмотрим общий случай статически неопределимой стержневой системы с переменными жёсткостями элементов.

На участке a—b осей системы интеграл в формуле перемещений

$$\delta_{ip} = \int_a^b \frac{\overline{M}_i M_p \, ds}{EI}. \tag{64}$$

Поместив начало координат в точке O участка a—b, положим

$$A_i = \int_0^s \frac{\overline{M}_i \, ds}{EI}. \tag{65}$$

Тогда, применив к уравнению (64) формулу интегрирования по частям, получим

$$\delta_{ip} = M_p(b) A_i(b) - M_p(a) A_i(a) - \int_a^b A_i \, dM_p(s). \tag{66}$$

Для распределённой нагрузки, нагрузки в виде сосредоточенных моментов и сосредоточенных сил разделим непрерывную и прерывную части интеграла:

$$\int_a^b A_i \, dM_p(s) = \sum M_p(m) A_i(m) + \int_a^b A_i Q_p \, ds, \tag{67}$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

где Q_p — поперечная сила в сечении s участка;
$M_p(m)$ — m-ый скачок эпюры моментов (положительный при возрастании момента левых сил);
$A_i(m)$ — значение функции A_i в месте m-го скачка эпюры M_p.

Значения $M_p(b)$ и $M_p(a)$ в формуле (66) можно считать скачками функции распределения. Тогда из уравнений (66) и (67) получим

$$\delta_{ip} = -\sum M_p(m)\, A_i(m) - \int_a^b A_i Q_p\, ds.$$

Для определения полного перемещения суммирование следует распространить на очертание всех κ осей системы

$$\delta_{ip} = -\sum_{\kappa} M_p(m)\, A_i(m) - \int_{\kappa} A_i Q_p\, ds. \qquad (68)$$

При обходе контура осей системы начальные и концевые ординаты эпюры M_p на участках считаются за скачки, входящие в сумму с положительным знаком (если ордината в начале участка) и с отрицательным (если ордината находится в конце участка); для отрицательных ординат правило знаков противоположно.

По аналогии напишем формулу для единичного перемещения:

$$\delta_{i\kappa} = -\sum_{\kappa} \overline{M}_{\kappa}(m)\, A_i(m) - \int_{\kappa} A_i \overline{Q}_{\kappa}\, ds. \qquad (69)$$

Если поперечная сила на участках постоянна, то для вычисления всех коэфициентов в канонических уравнениях метода сил достаточно при помощи численного интегрирования построить n кривых для A_i по уравнениям (68), (69) и повторным суммированием найти нарастание площадей этих кривых.

Для систем с прямыми стержнями при действии распределённой нагрузки возможно некоторое преобразование уравнений (68), (69).

Пусть

$$S_i = \int_0^s A_i\, ds \qquad (70)$$

и p_s — распределённая нагрузка в сечении s, действующая в плоскости сечения (составляющая полной распределённой нагрузки). Нагрузка положительна при направлении снизу вверх (или по часовой стрелке для левых сил). Применяя формулу интегрирования по частям, получим:

$$\delta_{ip} = -\sum_{\kappa} M_p(m)\, A_i(m) + \sum_{\kappa} Q_p(r)\, S_i(r) + \int_{\kappa} p_s S_i\, ds; \qquad (71)$$

$$\delta_{i\kappa} = -\sum_{\kappa} \overline{M}_{\kappa}(m)\, A_i(m) + \sum_{\kappa} \overline{Q}_{\kappa}(r)\, S_i(r), \qquad (72)$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

где $Q_p(r)$ — r-ый скачок эпюры поперечной силы;
$S_i(r)$ — значение функции S_i в месте r-го скачка эпюры поперечной силы; начальные и концевые ординаты эпюры Q_p на участках входят в число скачков.

Если распределённая нагрузка на участках постоянна, перемещения определяются последовательным суммированием величин $\frac{\overline{M}_i}{EI}$, A_i, S_i.

Уравнения (68) и (72) могут быть применены для непосредственного определения ординат огибающей моментов в системах переменной жёсткости при расчёте их по способу численного интегрирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Качурин В. К. Новый способ численного интегрирования. Труды ЛИИЖТ, сб. 142. Трансжелдориздат, 1951.
2. Завриев К. С. Массивные своды из лёгкого бетона. Стройиздат, 1948.
3. Глоговский В. К. Метод эпюр поперечных сил. Научные записки Львовского политехнического института, вып. IV, 1949.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Канд. техн. наук доц. В. И. АНГЕЛЕЙКО

РАСЧЁТ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО РЕЛЬСА КАК ТОНКОСТЕННОГО СТЕРЖНЯ

Директивы XIX съезда партии предусматривают за пятилетие 1951 — 1955 гг. улучшить состояние путевого хозяйства железных дорог.

В свете этих задач немаловажную роль играют рациональные методы расчёта железнодорожных рельсов, облегчающие эксплуатацию верхнего строения пути.

Расчёт рельсового пути до настоящего времени производится главным образом на основании действующих на него вертикальных сил, без учёта воздействия горизонтальных усилий.

Существует ряд методов для расчёта рельсового пути от воздействия вертикальной нагрузки, базирующихся на рассмотрении рельса как балки на сплошном упругом основании или отдельных упругих опорах.

Влияние горизонтальных сил в последнем проекте наставления по расчёту пути (1940 г.) учитывается лишь некоторым мало обоснованным коэфициентом. В этом проекте предлагается учитывать влияние горизонтальных поперечных сил путём уменьшения допускаемого напряжения на 15%. Горизонтальные силы, будучи приложены к головке рельса, вызывают изгиб и кручение рельса. Кручение вызывается также вертикальными силами, приложенными эксцентренно по отношению к вертикальной оси рельса.

Таким образом, вопросы расчёта верхнего строения пути с учётом влияния горизонтальных сил связаны с вопросом кручения рельса.

Теория расчёта рельса на кручение основана на общеизвестном положении о том, что крутящий момент внешних сил должен уравновешиваться моментом касательных напряжений, распределённых по плоскости поперечного сечения балки и моментом касательных напряжений, возникающих от изгиба полок. В любом поперечном сечении балки крутящий момент $M_к$ передаётся частично в виде простого скручивания, частично в форме изгиба подошвы и головки рельса; значение его определяется формулой

$$M_к = -C\frac{d\varphi}{dx} + Dh^2\frac{d^3\varphi}{dx^3},$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

где C — жёсткость рельса по отношению к кручению;
D — жёсткость рельса по отношению к поперечному изгибу;
h — расстояние между центром тяжести головки и подошвы рельса в *см*;
φ — угол закручивания.

Ряд авторов рекомендует при расчёте рассматривать рельс как балку, лежащую на сплошном упругом основании.

Получение расчётных уравнений при этом сводится к довольно громоздкому решению диференциальных уравнений 8-го порядка, имеющих вид:

$$EI_y Dh^2 \frac{d^8\varphi}{dx^8} - CE I_y \frac{d^6\varphi}{dx^6} + (E I_y k_2 h^2 + k_1 E I_y + Dh^2 k_2) \frac{d^4\varphi}{dx^4} -$$

$$- k_2 C \frac{d^2\varphi}{dx^2} + k_1 k_2 \varphi = 0,$$

где I_y — момент инерции рельса относительно вертикальной оси;
k_1 — модуль рельсового основания (сплошного) по отношению к кручению;
k_2 — модуль рельсового основания (сплошного) по отношению к боковому изгибу.

Это уравнение решается трудоёмким методом, требующим большой вычислительной работы.

Независимо от громоздкости расчёта необходимо отметить, что основными факторами в расчёте, зависящими от конструкции верхнего строения пути, являются модули упругости рельсового основания по отношению к кручению и к боковому изгибу. Они определяются опытным путём. Модули рельсового основания должны зависеть от типа рельса, количества шпал на километр пути, рода балласта и ряда других факторов.

Расчёт упрощается, если считать рельс как балку на отдельных упругих опорах, что при рассмотрении условий работы под воздействием горизонтальных сил безусловно более логично. В горизонтальной плоскости рельс действительно представляет балку на отдельных упругих опорах-костылях, расположенных на расстоянии 50 — 70 *см* друг от друга.

Возможны и другие расчётные схемы опорного закрепления.

Существует, например, мнение о том, что при постановке в путь костылей их не следует полностью добивать. Это объясняется тем, что при проходе поезда между головкой костыля и подошвой рельса обязательно образуется зазор за счёт упругого сжатия шпалы. На этом основании некоторые специалисты путевого хозяйства рекомендуют при постановке костылей в путь не добивать их на 2 *мм*. По всей вероятности это мероприятие, кроме пользы, ничего не принесло бы, так как прежде всего повлияло бы на увеличение срока службы шпалы. При этом мы будем иметь уже новые условия работы балки на кручение.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Развивающиеся в настоящее время новые конструкции крепления рельса создают другие условия работы рельса.

Точный способ расчёта рельса можно получить, пользуясь методом проф. В. З. Власова для расчёта тонкостенных стержней.

Применение к нашей задаче этого метода мы считаем вполне возможным, так как, по нашему мнению, рельс вполне соответствует определению тонкостенного стержня (три измерения которого значительно разнятся между собой, а рассмотрение рельса как двутавра, а следовательно, как тонкостенного стержня вполне логично). Точность расчёта в этом случае может зависеть только от более или менее удачного приведения сечения рельса к сечению двутавра исходя из условий равенства жёсткостей.

Проф. В. З. Власовым дана общая теория расчёта тонкостенных стержней любого открытого профиля на изгибное кручение.

В основе теории проф. Власова, как и в основе других известных методов расчёта (Н. К. Снитко и др.) на изгибное кручение, лежат одни и те же предпосылки, заключающиеся в принятии гипотез о неизменяемости контура и отсутствии сдвига по поверхностям, расположенным посредине.

Идентичность различных методов решения задачи может быть подтверждена также цифровыми примерами и простой подстановкой величин изгибно-крутильных характеристик, принятых различными авторами.

Теория проф. Власова является наиболее общей потому, что она позволяет решать задачу в отношении стержня любого профиля. Проф. Власовым, кроме того, даны новые расчётные характеристики: секториальные моменты (статический и момент инерции) и понятие о бимоменте (совокупности внутренних нормальных усилий, приводящихся к двум парам, вызывающим нормальные секториальные напряжения), т. е. о той части момента, которая вызывает изгиб полок, в отличие от общего крутящего момента, вызывающего чистое кручение рельса.

По характеру изменения величины бимомента легко судить о степени влияния условий закрепления при стеснённом кручении стержня, что и представляет интерес в нашей задаче.

Строго говоря, вопрос о возможности применения теории тонкостенных стержней к расчёту рельса, имеющего массивную головку, должен быть решён экспериментально.

Следовало бы уточнить значение величины момента инерции рельса при свободном кручении путём теоретического решения методами теории упругости и опытным путём. После экспериментальной и теоретической проверки допустимости распространения на рельс гипотез, положенных в основу теории тонкостенных стержней, можно получить строгий научный ответ на поставленный вопрос.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Однако в процессе инженерного решения данной задачи можно прийти к выводу о том, что детальное исследование вопроса не окажет значительного влияния на точность решения. Это подтверждается проделанными нами подсчётами. Ниже применяется теория проф. Власова к расчёту рельса. Для этой цели сечение рельса приводится к сечению двутавра исходя из условий равной жёсткости.

В качестве примера выбран рельс типа I-а.

Максимально возможная величина I_d для рельса этого типа принята равной 195 *см*^{4} по формуле, справедливой для тонкостенных стержней (с учётом опытного коэфициента $\alpha = 1{,}3$). Этот коэфициент имеет несколько бо́льшую величину по сравнению с двутавром ($\alpha = 1{,}20$). Если принять $\alpha = 1{,}0$, что соответствует расчётам на чистое кручение, величина I_d будет равной 164 *см*^{4}.

Подсчёты показывают, что при различных величинах α разница в искомых напряжениях не превышает 8 — 10%.

Следовательно, точность решения будет зависеть от удачного выбора коэфициента α.

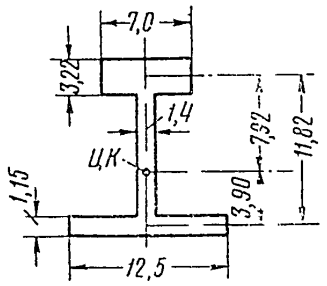
Рассмотрим конкретный пример.

Для рельса типа I-а момент инерции головки относительно вертикальной оси

$$I_г = 92 \text{ см}^4;$$

подошвы

$$I_п = 188 \text{ см}^4.$$



Фиг. 1. Приведение сечения рельса к сечению двутавра

Для приведения сечения рельса к сечению двутавра (фиг. 1) необходимо определить среднюю толщину каждого элемента двутавра. Имея в виду, что $I = \frac{\delta h^3}{12}$ при известном моменте инерции I (92 *см*^{4} и 188 *см*^{4}) и h (ширина головки и подошвы рельса), можем определить среднюю толщину элемента δ.

Для рельса типа I-а при ширине головки 7,0 *см*, подошвы 12,5 *см*, толщине шейки 1,4 *см* средняя толщина элементов определяется по формуле

$$\delta = \frac{12\,I}{h^3}.$$

Тогда толщина элемента № 1 (головки) равна 3,22 *см*; толщина элемента № 2 (шейки) равна 1,4 *см*; толщина элемента № 3 (подошвы) равна 1,15 *см*.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Высоту рельса принимаем равной расстоянию между центрами тяжести головки и подошвы (см. фиг. 1):

$$h = H - \frac{\delta_1}{2} - \frac{\delta_3}{2} = 14 - 1{,}61 - 0{,}57 = 11{,}82 \text{ см}.$$

Положение центра кручения определим по формуле

$$h_1' = \frac{I_{3y} h}{I_y},$$

где I_{3y} — экваториальный момент инерции элемента № 3 относительно оси y;

$I_y = I_{1y} + I_{3y}$ — экваториальный момент инерции всего сечения относительно оси y;

$$I_{3y} = \frac{\delta_3 b^3}{12} = \frac{1{,}15 \cdot 12{,}5^3}{12} = 187 \text{ см}^4;$$

$$I_{1y} = \frac{\delta_1 b^3}{12} = \frac{3{,}22 \cdot 7^3}{12} = 92 \text{ см}^4;$$

$$I_{1y} + I_{3y} = 279 \text{ см}^4;$$

$$h_1' = \frac{187 \cdot 11{,}82}{279} = 7{,}92 \text{ см};$$

$$h_2' = 11{,}82 - 7{,}92 = 3{,}90 \text{ см}.$$

Секториальный момент инерции определяем по формуле

$$I_\omega = \frac{I_{1y} I_{3y} h^2}{I_y};$$

$$I_\omega = \frac{92 \cdot 187 \cdot 11{,}8^2}{279} = 8\,585 \text{ см}^6.$$

Секториальная площадь для крайних точек рельса

$$\omega_A = -\omega_B = \frac{7 \cdot 7{,}92}{2} = 27{,}72 \text{ см}^2;$$

$$\omega_C = -\omega_D = \frac{12{,}5 \cdot 3{,}9}{2} = 24{,}37 \text{ см}^2.$$

Секториальный момент сопротивления головки рельса

$$W_{\omega\,гол} = \frac{I_\omega}{\omega_A} = \frac{8\,585}{27{,}7} = 310 \text{ см}^4;$$

подошвы рельса

$$W_{\omega\,под} = \frac{I_\omega}{\omega_C} = \frac{8\,585}{24{,}4} = 352 \text{ см}^4.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Эпюра секториальных площадей представлена на фиг. 2. Момент инерции при чистом кручении определяем с учётом переменной толщины головки и подошвы рельса, а также поправочного опытного коэфициента α ($\alpha = 1{,}3$):

$$I_d = \alpha \left[\frac{b_1}{12} (n_1 + m_1)(n_1^2 + m_1^2) + \frac{b_2 \delta_2^3}{3} + \right.$$
$$\left. + \frac{b_3}{12} (n_3 + m_3)(n_3^2 + m_3^2) \right],$$

где n_1 — наименьшая толщина 1-го элемента (головки);
n_3 — наименьшая толщина 3-го элемента (подошвы);
m_1 — наибольшая толщина 1-го элемента (головки);
m_3 — наибольшая толщина 3-го элемента (подошвы);
b — ширина соответствующего элемента.

Для наших данных $I_d = 195$ *см*^{4}.

Упругая изгибно-крутильная характеристика

$$k = \sqrt{\frac{GI_d}{EI_\omega}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 10^5 \cdot 195}{2 \cdot 10^6 \cdot 8585}} = 0{,}0953.$$

При помощи этих данных, применяя метод проф. Власова, получим:

$$B_{\omega\,max} = \frac{M}{k} \operatorname{th} kl = \frac{10\,000}{0{,}0953} \cdot 1 = 104\,932 \ кг/см^2;$$

$$\sigma_{\omega\,гол} = \frac{B_\omega}{W_{\omega\,гол}} = \frac{104\,932}{310} = 338 \ кг/см^2;$$

$$\sigma_{\omega\,под} = \frac{B_\omega}{W_{\omega\,под}} = \frac{104\,932}{352} = 298 \ кг/см^2.$$

Теперь постараемся выяснить степень влияния характера закрепления опор.

Рассмотрим следующие расчётные схемы рельса:

1) однопролётная балка с закреплением концов от поворота нагружена сосредоточенным крутящим моментом в середине пролёта;

2) пятипролётная неразрезная балка на жёстких опорах нагружена крутящим моментом в середине среднего пролёта.

Работа рельса по первой расчётной схеме будет иметь место в том случае, когда между костылями и рельсом имеются зазоры; все промежуточные шпалы, кроме двух опорных, не подбиты. При этом рельс будет находиться в наиболее неблагоприятных условиях, так как промежуточные костыли и шпалы не будут участвовать в работе.

Работа рельса по второй расчётной схеме является наиболее благоприятной.

В этом случае каждая шпала представляет жёсткую опору, не допускающую поворота опорного сечения.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

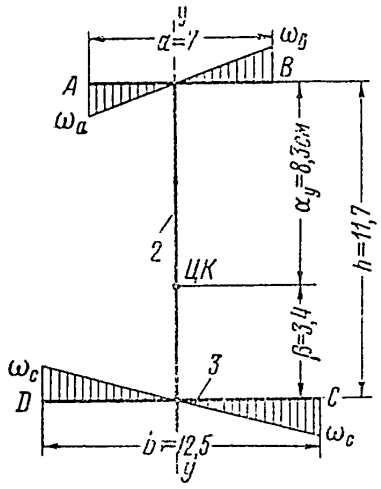
Все другие схемы работы рельса представляют комбинацию описанных двух схем.

В обоих случаях расчётную длину рельса примем равной двум пролётам между колёсами паровоза $l = 1{,}6 \cdot 2 = 3{,}2$ *м*, т. е. при условии создания сосредоточенного крутящего момента средним колесом паровоза.

С целью выяснения роли опорных закреплений на концах рассмотрено также и полное защемление концевых опор рельса.

Первая расчётная схема представлена на фиг. 3. Величина закручивания θ_1 на левом участке может быть определена по формуле

$$\theta_1 = \frac{M}{2k^3 EI_\omega}\left(kz - \frac{\operatorname{sh} kz}{\operatorname{ch}\frac{kl}{2}}\right).$$



Фиг. 2. Эпюра секториальных площадей для сечения рельса

Величина изгибно-крутящего бимомента на том же участке равна

$$B_{\omega_1} = \frac{M}{2k} \cdot \frac{\operatorname{sh} kz}{\operatorname{ch}\frac{kl}{2}}.$$

Применительно к рассматриваемому нами случаю

$$B_{\omega_1} = \frac{M}{2 \cdot 0{,}0953} \frac{\operatorname{sh} \cdot 0{,}0953\, z}{\operatorname{ch}\frac{0{,}0953 \cdot 320}{2}} =$$

$$= 3{,}28 \cdot 10^{-6} M \operatorname{sh} 0{,}0953\, z = 5{,}36\, M.$$

Эпюра изгибно-крутящих бимоментов для рассматриваемой расчётной схемы рельса представлена на фиг. 4. Там же представлена эпюра общих крутящих моментов L, а также эпюра изгибно-крутящих моментов M_ω и крутящих моментов $M_к$.

Величина изгибно-крутящего момента определяется по формуле

$$M_\omega = B'_\omega.$$

В примере

$$M_\omega = 0{,}306 \cdot 10^{-6}\, M \operatorname{ch} 0{,}0953\, z.$$

Величину крутящего момента определяем по формуле

$$M_к = L - M_\omega,$$

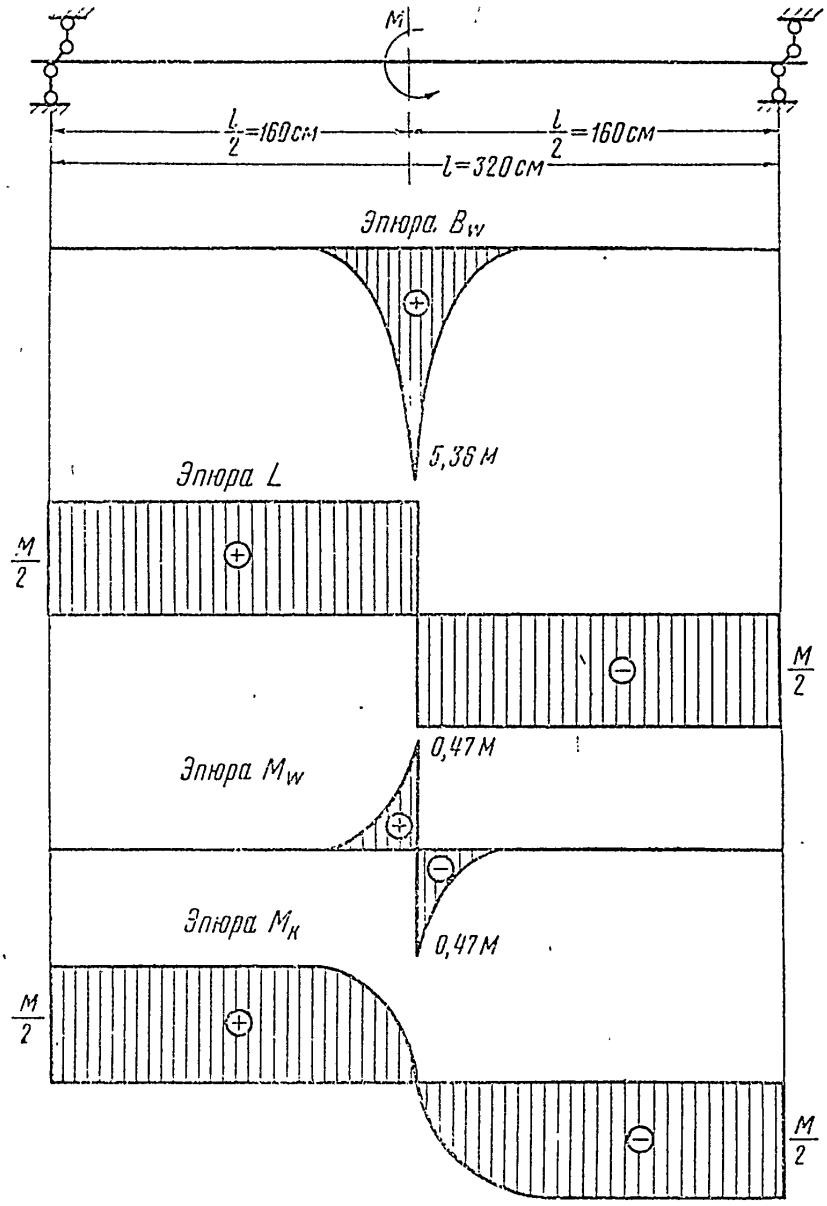
для нашего примера

$$M_к = \frac{M}{2} = 0{,}306 \cdot 10^{-5}\, M \operatorname{ch} 0{,}0953\, z.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Пусть величина M колеблется в пределах от 20 000 до 50 000 *кгсм*. При этом величина максимального нормального напряжения изменяется в пределах:



Фиг. 3. 1-я расчётная схема рельса

а) при $M = 20\,000$ *кгсм*:
в головке рельса

$$\sigma = \frac{B_{max}}{W_{\omega_{go.l}}} = \frac{5{,}36 \cdot 20\,000}{310} = 346 \text{ кг/см}^2,$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

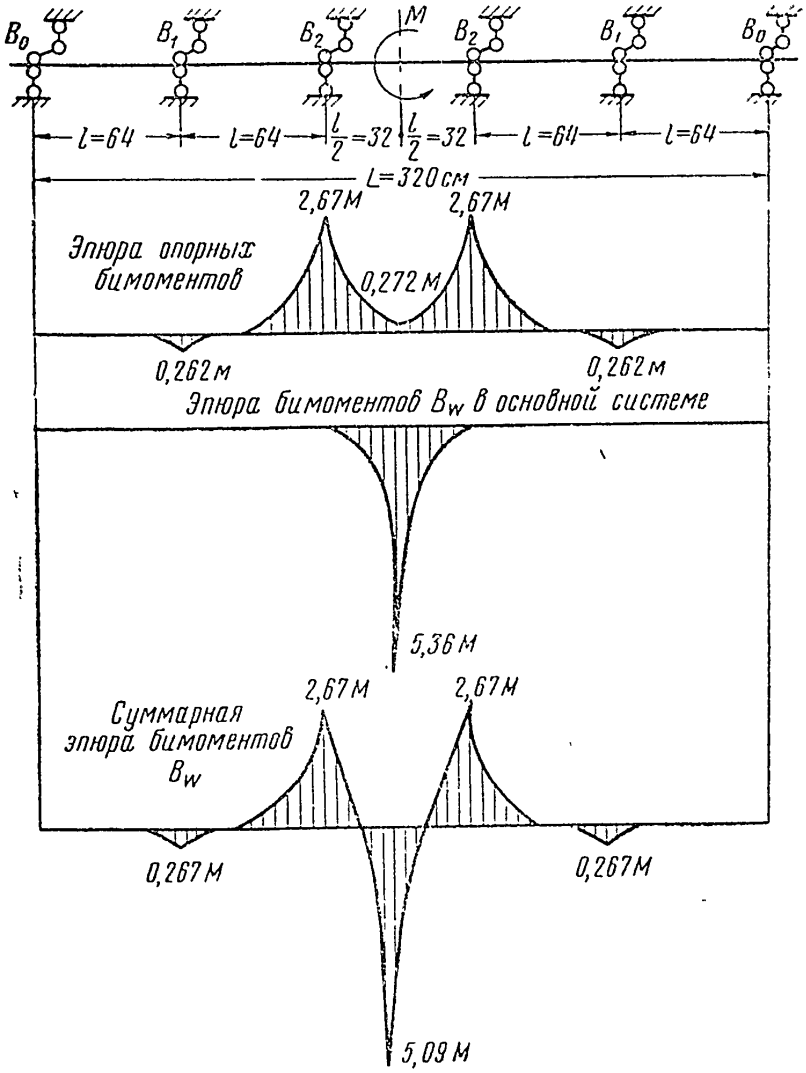
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

в подошве рельса

$$\sigma = \frac{B_{\max}}{W_{\omega_{под}}} = \frac{5{,}36 \cdot 20\,000}{352} = 306 \text{ кг/см}^2;$$

б) при $M = 50\,000$ *кгсм*:
в головке рельса

$$\sigma = \frac{B_{\max}}{W_{\omega_{гол}}} = \frac{5{,}36 \cdot 50\,000}{310} = 865 \text{ кг/см}^2,$$



Фиг. 4. 2-я расчётная схема рельса

в подошве рельса

$$\sigma = \frac{B_{\max}}{W_{\omega_{под}}} = \frac{5{,}36 \cdot 50\,000}{352} = 761 \text{ кг/см}^2.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Наибольшие касательные напряжения при кручении будут в средней верхней точке головки рельса. Они определяются по формуле

$$\tau_{max} = \frac{M_к \delta_1}{I_d}.$$

В примере

а) при $M = 20\,000$ *кгсм*

$$\tau_{max} = \frac{20\,000 \cdot 3{,}25}{2 \cdot 195} = 167 \text{ кг/см}^2;$$

б) при $M = 50\,000$ *кгсм*

$$\tau_{max} = \frac{50\,000 \cdot 3{,}25}{2 \cdot 195} = 417 \text{ кг/см}^2.$$

Необходимо обратить внимание на местный характер действия изгибно-крутящего бимомента (см. фиг. 3). Почти на протяжении всей длины рельс работает в условиях свободного кручения.

Вторая расчётная схема рельса представлена на фиг. 4.

При этом рельс нераздельно прикреплён к шпалам, углы закручивания рельса на опорах (шпалах) равняются нулю, шпалы абсолютно неподвижны.

Определим неизвестные опорные изгибно-крутящие бимоменты B_1 и B_2.

Для их определения воспользуемся уравнением трёх бимоментов, которое при постоянном секториальном моменте инерции и равной величине пролётов между опорами можно записать в виде:

$$B_{n-1}\, ls + 2B_n\, lr + B_{n+1}\, ls = -R^{ф.\,пр} - R^{ф.\,лев},$$

где

$$r = \frac{kl \operatorname{ch} kl - \operatorname{sh} kl}{k^2 l^2 \operatorname{sh} kl};$$

$$s = \frac{\operatorname{sh} kl - kl}{k^2 l^2 \operatorname{sh} kl};$$

$$R^{ф.\,пр.} = R^{ф.\,лев.} = \frac{Ml^2}{2} p;$$

$$p = \frac{\operatorname{ch} \frac{kl}{2} - 1}{k^2 l^2 \operatorname{ch} \frac{kl}{2}}.$$

Все геометрические характеристики поперечного сечения рельса, полученные при рассмотрении первой расчётной схемы, остаются без изменения.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Тогда:

$$kl = 0{,}0953 \cdot 64 = 5{,}96;$$

$$s = 0{,}0274;\ r = 0{,}01397;\ p = 0{,}0253;$$

$$R_1^{ф.\,пр} = R^{ф.\,лев} = \frac{Ml^2 p}{2} = 0{,}0127\, Ml^2.$$

Уравнения трёх бимоментов запишутся в виде:

$$2B_1 lr + B_2 ls = 0;$$

$$B_1 ls + 2B_2 lr + B_2 ls = -R^{ф.\,пр},$$

или

$$2r\,B_1 + sB_2 = 0;$$

$$sB_1 + (2r + s)\,B_2 = -\frac{R^{ф.\,пр}}{l}.$$

Подставляя значения r, s и $R^{ф.\,пр}$, будем иметь:

$$0{,}2794\,B_1 + 0{,}0274\,B_2 = 0;$$

$$0{,}0274\,B_1 + 0{,}3068\,B_2 = -0{,}8128\,M.$$

Решая данную систему уравнений, получим:

$$B_1 = 0{,}262\,M;\ B_2 = -2{,}670\,M.$$

Если по концам стержня действуют положительные опорные изгибно-крутящие бимоменты B_A и B_B, промежуточные ординаты эпюры опорных бимоментов могут быть вычислены по формуле

$$B_\omega = B_A \frac{\operatorname{sh} k(l - z)}{\operatorname{sh} kl} + B_B \frac{\operatorname{sh} kz}{\operatorname{sh} kl}.$$

Для построения эпюры опорных бимоментов предварительно вычисляем коэфициенты $\frac{\operatorname{sh} kz}{\operatorname{sh} kl}$ в четвертях каждого пролёта. Значения коэфициентов приведены в табл. 1.

Таблица 1

	$z=0{,}25\ l$	$z=0{,}50\ l$	$z=0{,}75\ l$	$z=l$
Для всех пролётов . .	0,0110	0,0510	0,226	1,0000

Вычисление промежуточных ординат эпюры опорных бимоментов приведено в табл. 2.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Таблица 2

	$z = 0$	$z = 0{,}25\ l$	$z = 0{,}50\ l$	$z = 0{,}75\ l$	$z = l$
I пролёт	0	0,0029 M	0,0134 M	0,0592 M	0,262 M
II »	0,262 M	0,0298 M	—0,1226 M	—0,6030 M	—2,670 M
III »	—2,670 M	—0,6320 M	—0,2720 M	—0,6320 M	—2,670 M

Для симметричных пролётов другой стороны значения ординат аналогичны.

Соответствующая эпюра построена на фиг. 4.

Для построения эпюры бимоментов в основной системе воспользуемся формулой

$$B_{\omega(1)} = \frac{M}{2k} \cdot \frac{\operatorname{ch} kz}{\operatorname{ch} \frac{kl}{2}}.$$

Значения ординат бимоментов для пролёта приведены в табл. 3.

Таблица 3

	$z = 0$	$z = 0{,}25\ l$	$z = 0{,}50\ l$	$z = 0{,}75\ l$	$z = l$
III пролёт	0	0,212 M	5,36 M	0,212 M	0

Соответствующая данным табл. 3 эпюра бимомента в основной системе построена на фиг. 4.

Суммарная эпюра бимоментов B_ω также изображена на фиг. 4.

Из графика видно весьма сильное затухание как опорных, так и пролётного бимомента. Максимальный пролётный бимомент равен величине бимомента в предыдущей расчётной схеме.

В целях выяснения роли опорных закреплений произведём определение максимальной величины бимомента для первой расчётной схемы при условии защемлённых концов рельса.

Максимальная величина бимомента на опорах и в середине пролёта может быть определена по формуле

$$B_\omega = \frac{Ml}{2}\, n,$$

где

$$n = \frac{\operatorname{sh} kl - 2 \operatorname{sh} \frac{kl}{2}}{kl\,(\operatorname{ch} kl - 1)};$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

в примере $kl = 0{,}0953 \cdot 320 = 29{,}85$, следовательно, $n = 0{,}0335$.

$$B_\omega = \frac{M \cdot 320}{2} 0{,}0335 = 5{,}36\, M.$$

Как видно, величины бимоментов для обоих случаев равны. Отсюда можно сделать вывод о том, что при сильно затухающих бимоментах зона их распространения имеет крайне небольшую длину, в результате чего условия закрепления рельса не отражаются на значениях бимоментов и напряжений.

Таким образом, величина бимомента не зависит ни от рода закреплений рельса по концам, ни от степени закрепления его на шпалах. Этот вывод является одним из самых важных в настоящей работе.

При введении сплошного упругого основания нельзя получить правильных результатов, отражающих работу рельса, так как бимомент в пределах между двумя шпалами полностью затухает. Однако в этом интервале рельс никогда не имеет сплошного упругого основания.

На основании всего изложенного выше можно рекомендовать следующий простой расчёт рельса на кручение по методу проф. Власова.

Величина максимального бимомента во всех случаях может быть определена по формуле

$$B_{\omega_{max}} = \frac{M}{2k}.$$

Здесь мы опускаем множитель $\frac{\operatorname{sh}\frac{kl}{2}}{\operatorname{ch}\frac{kl}{2}} = \operatorname{th}\frac{kl}{2}$, так как при обычном устройстве пути он всегда близок единице.

Максимальное нормальное напряжение в рельсе от кручения можно определить по формулам:

а) для напряжений в головке рельса

$$\sigma_{max_{гол}} = \frac{B_{\omega_{max}}}{W_{\omega_{гол}}} = \frac{M}{2kW_{\omega_{гол}}};$$

б) для напряжений в подошве рельса

$$\sigma_{max_{под}} = \frac{B_{\omega_{max}}}{W_{\omega_{под}}} = \frac{M}{2kW_{\omega_{под}}},$$

где M — величина сосредоточенного крутящего момента, передающегося на рельс;

$k = \sqrt{\frac{GI_d}{EI_\omega}}$ — упругая изгибно-крутильная характеристика рельса;

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

$$W_{\omega_{гол}} = \frac{I_\omega}{\omega_A}$$
$$W_{\omega_{под}} = \frac{I_\omega}{\omega_C}$$

— секториальные моменты сопротивления для головки и подошвы рельса.

Величины k, $W_{\omega_{гол}}$, $W_{\omega_{под}}$ для определённого типа рельсов имеют вполне определённое постоянное значение.

Помимо расчёта рельса на прочность, необходимо также проверить его на жёсткость. При закреплении рельса на шпалах жёсткость его увеличивается, так как угол поворота рельса уменьшается.

Проследим влияние закрепления рельса на его жёсткость на примере.

В качестве расчётной схемы примем схему, изображённую на фиг. 3. В середине пролёта балка нагружена крутящим моментом от среднего колеса; вертикальная нагрузка на балку не передаётся. Закрепление балки по концам в этом случае будет близким к полному защемлению. Для выявления роли опорных закреплений рассмотрим три следующих случая:

а) свободное кручение балки;

б) стеснённое кручение рельса при концах, свободно лежащих на опоре;

в) стеснённое кручение рельса при защемлённых концах.

В первом случае

$$\varphi = \frac{M\frac{l}{2}}{x}, \text{ где } M = \frac{Hh_1'}{2},$$

при $H = 1\ m$, $\varphi = 0{,}00693$.

Величина подъёма подошвы рельса

$$\delta = \frac{\varphi_a}{2} = 0{,}0433\ см.$$

Для подъёма рельса на 2 *мм* потребуется сила

$$H = \frac{0{,}2}{\delta} = 4\,620\ кг.$$

Во втором случае угол закручивания найдётся (как для однопролётной балки) по формуле

$$\varphi = \frac{C_1}{k}(e^{kx} - 1) - \frac{C_2}{k}(e^{-kx} - 1) - \frac{M}{2k^3 Dh^2}(2kx - e^{kx} + e^{-kx}) + C_3.$$

Условия для нахождения произвольных постоянных:

а) $x = 0$; $\varphi = 0$; $C_1 = -C_2$;

б) $x = \frac{l}{2}$; $\varphi_\omega = 0$, из этого условия найдётся C_3;

в) $x = \frac{l}{2}$; $\varphi = 0$, из этого условия найдётся C_1.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

При силе в 1 m $\varphi = 0{,}00641$.

Величина подъёма подошвы 0,04 *см*.

Для подъёма рельса на 2 *мм* потребуется сила 5 000 *кг*.

В третьем случае воспользуемся той же формулой при условиях:

а) $x = 0; \quad \theta = 0;$

б) $x = \frac{l}{2}; \ \varphi = 0;$

в) $x = \frac{l}{2}; \ \theta = 0.$

При силе в 1 m $\varphi = 0{,}0059$.

Величина подъёма рельса 0,0368 *см*.

Необходимая сила для подъёма рельса на 2 *мм* $H = 5\,450$ *кг*.

Результаты расчёта для трёх столь различных случаев оказались весьма близкими, что является наилучшим доказательством того, что рельс обладает значительной степенью жёсткости.

Отметим, что вывод о применимости к расчёту рельса метода проф. В. З. Власова позволяет в свою очередь сделать ещё один весьма важный вывод о применимости к рассматриваемой задаче метода расчёта неразрезной балки на упруго поворачивающихся опорах.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

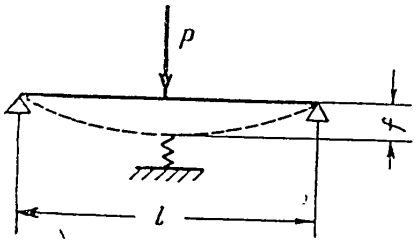
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Канд. техн. наук доц. В. И. АНГЕЛЕЙКО

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ УПРУГИХ ОПОР ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

В расчётах железнодорожного пути приходится иметь дело с определением упругих реакций неразрезных балок. Определение этих реакций обычно проводится с применением уравнения трёх моментов, требующим при значительном количестве опор (более 6) большой вычислительной работы.

По нашему мнению, данную задачу можно решить быстрее путём применения энергетического метода расчёта. Этот метод к расчёту балки на упругих опорах до сего времени не применялся. Рассмотрим сначала двухпролётную балку, опирающуюся на две крайние жёсткие опоры и среднюю—упругую (фиг. 1).



Фиг. 1. Схема двухпролётной балки с упругой промежуточной опорой

Под действием силы P, приложенной над упругой опорой, балка прогнётся по кривой, не имеющей перегиба; при этом наибольший прогиб балки f будет находиться в месте расположения упругой опоры. Предположим, что балка изгибается по синусоиде в пределах одной полуволны её. Тогда прогиб в любом сечении балки определяется уравнением:

$$y = f \sin \frac{\pi x}{l}.$$

Для определения f используем равенство

$$A = V,$$

при котором работа A внешней силы P на перемещении f численно равна потенциальной энергии системы V. Потенциальная энергия системы в данном случае состоит из энергии изгиба стержня V_1 и энергии деформации упругой опоры V_2.

Как известно,

$$V_1 = \frac{EI}{2} \int_0^l (y'')^2 \, dx = \frac{EIf^2\pi^4}{2l^4} \int_0^l \sin^2 \frac{\pi x}{l} \, dx = \frac{EI\pi^4}{4l^3} f^2.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

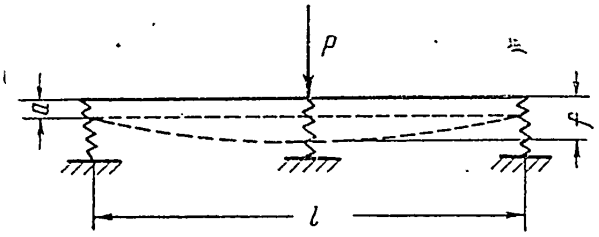
Реакция упругой опоры равна Df, где D — коэфициент податливости опоры. При изгибе эта реакция возрастает от нуля до конечного значения.

Прогиб при этом изменяется пропорционально реакции от нуля до f. Следовательно, работа, затраченная на деформацию упругой опоры, равная V_2, может быть выражена

$$V_2 = \frac{Df^2}{2}.$$

Тогда

$$V = V_1 + V_2 = \frac{EI\pi^4 f^2}{4l^3} + \frac{Df^2}{2} = f^2\left(\frac{EI\pi^4}{4l^3} + \frac{D}{2}\right).$$



Фиг. 2. Схема двухпролётной балки с тремя упругими опорами

Работа внешней силы

$$A = \frac{Pf}{2};$$

но $A = V$, тогда

$$f = \frac{P}{\frac{EI\pi^4}{2l^3} + D}.$$

Если упругой опоры не будет, то $D = 0$; тогда

$$f = \frac{2Pl^3}{\pi^4 EI} = \frac{Pl^3}{48{,}67EI} \approx \frac{Pl^3}{48EI}.$$

Если заменить упругую опору жёсткой, то $D = \infty$; $f = 0$.

Два последних предположения указывают на применимость энергетического метода к данному случаю.

Рассмотрим теперь случай опирания балки на все три упругие опоры (фиг. 2).

Предполагая, что изгиб балки происходит по синусоиде, будем находить прогиб её в пределах одной полуволны для любого сечения балки из уравнения

$$y = a + f\sin\frac{\pi x}{l}.$$

Параметры a и f, входящие в это уравнение, примем за обобщённые координаты системы. Если дать координате a приращение δa, то сила P совершит работу $P\delta a$; следовательно, P — обобщённая сила, соответствующая координате a. Точно так же убедимся, что координате f соответствует та же сила P. В таком случае

$$\frac{\partial V}{\partial a} = P; \quad \frac{\partial V}{\partial f} = P;$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

$$V = V_1 + V_2;\ V_1 = \frac{EI\pi^4}{4l^3} f^2;\ V_2 = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{Dy_1^2}{2};$$

$$V_2 = 2\frac{Da^2}{2} + \frac{D(f+a)^2}{2} = D\left(a^2 + \frac{f^2 + 2fa + a^2}{2}\right) =$$

$$= D(1{,}5\,a^2 + 0{,}5f^2 + fa);$$

$$\frac{\partial V}{\partial a} = D(3a + f) = P;$$

$$\frac{\partial V}{\partial f} = \frac{EI\pi^4 f}{2l^3} + D(f + a) = P.$$

Из двух последних уравнений могут быть найдены a и f.

Распространение этого метода на балки с большим количеством пролётов не будет правильным вследствие предположения об изгибе балки в пределах одной полуволны синусоиды.

Запишем уравнение для изогнутой оси балки в виде ряда

$$y = f_1 \frac{\sin \pi x}{l} + f_2 \frac{\sin 2\pi x}{l} + f_3 \frac{\sin 3\pi x}{l} + f_4 \frac{\sin 4\pi x}{l} + \ldots.$$

Для стержня с шарнирным закреплением концов этот ряд удовлетворяет граничным условиям $y = 0$, $M = 0$.

Для определения коэфициентов f_1, f_2, f_3 и f_4 и т. д. воспользуемся началом возможных перемещений:

$$\delta(V - A) = 0.$$

Это уравнение позволяет найти форму изогнутой оси балки, близкую к истинной, которой будет соответствовать максимум или минимум выражения

$$V - A = C.$$

Коэфициенты f_1, f_2, f_3 и т. д. должны быть подобраны так, чтобы выражение приобретало значение максимума или минимума, т. е. удовлетворялись бы условия

$$\frac{\partial C}{\partial f_1} = 0;\ \frac{\partial C}{\partial f_2} = 0;\ \frac{\partial C}{\partial f_3} = 0 \text{ и т. д.}$$

Уравнение работы внешних сил может быть записано в виде:

$$A = \sum P_i y_i = \sum P_i \left(f_1 \sin \frac{\pi a_i}{l} + f_2 \sin \frac{2\pi a_i}{l} + \ldots\right),$$

где P_i — величина сосредоточенных сил;

a_i — расстояние точки приложения силы от конца балки;

l — общая длина всей многопролётной балки.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

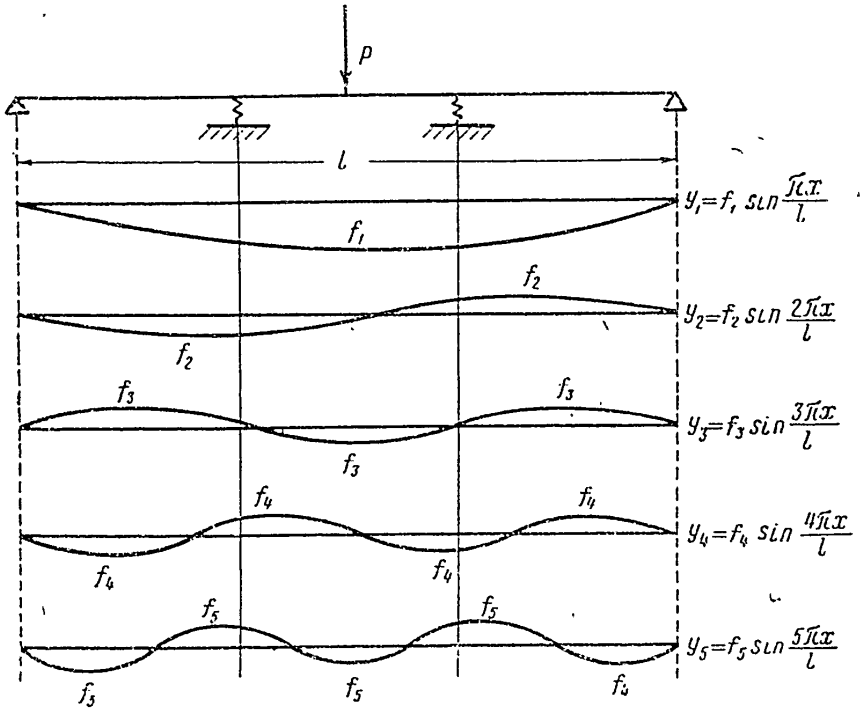
Потенциальная энергия V определится:

$$V = V_1 + V_2;$$

$$V_1 = \frac{EI}{2}\int_0^l (y'')^2 dx;$$

$$V_2 = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{Dy_1^2}{2},$$

где y_1 — величина просадки упругой опоры.



Фиг. 3. Схема трёхпролётной балки с упругими промежуточными опорами

При подстановке в эти уравнения значения y согласно основному выражению изогнутой оси получим

$$V_1 = \frac{EI\pi^4}{4l^3}(f_1^2 + 2^4 f_2^2 + 3^4 f_3^2 + \ldots);$$

$$V_2 = \sum \frac{D}{2}\left(f_1 \sin\frac{\pi b_i}{l} + f_2 \frac{\pi 2b_i}{l} + f_3 \frac{\pi 3b_i}{l} + \ldots\right),$$

где b_i — расстояние упругой опоры от конца балки.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Таким образом,

$$C = V - A = \frac{EI\pi^4}{4l^3}\left(f_1^2 + 2^4 f_2^2 + 3^4 f_3^2 + \ldots\right) + \\ + \sum \frac{D}{2}\left(f_1 \sin\frac{\pi b_i}{l} + f_2 \frac{\sin \pi 2b_i}{l} + \ldots\right)^2 - \\ - \sum P_i \left(f_1 \sin\frac{\pi a_i}{l} + f_2 \sin\frac{2\pi a_i}{l} + f_3 \frac{\sin 3\pi a_i}{l} + \ldots\right).$$

Рассмотрим пример (фиг. 3).

Каждый член ряда представляет свою синусоиду. Естественно, что члены ряда y_2, y_4 и т. п. будут отсутствовать, как невозможные в случае симметричной загрузки. Очевидно, что для трёхпролётной балки ряд будет иметь два члена, для пятипролётной—три и т. д.

Перейти к крайним упругим опорам весьма просто. Для этого случая аналогично ранее изложенному уравнения примут вид:

$$y = a + f_1 \sin\frac{\pi x}{l} + f_2 \sin\frac{2\pi x}{l} + f_3 \sin\frac{3\pi x}{l} + \ldots;$$

$$A = \sum P_i y = \sum P_i \left(a + f_1 \sin\frac{\pi a_i}{l} + f_2 \sin\frac{2\pi a_i}{l} + \right. \\ \left. + f_3 \sin\frac{3\pi a_i}{l} + \ldots\right);$$

$$V_1 = \frac{EI\pi^4}{4l^3}\left(f_1^2 + 2^4 f_2^2 + 3^4 f_3^2 + \ldots\right);$$

$$V = \sum \frac{D}{2}\left(a + f_1 \sin\frac{\pi b_i}{l} + f_2 \sin\frac{2\pi b_i}{l} + \ldots\right)^2;$$

$$C = V - A;$$

$$V = V_1 + V_2;$$

$$\frac{\partial C}{\partial a} = 0;\ \frac{\partial C}{\partial f_1} = 0;\ \frac{\partial C}{\partial f_2} = 0;\ \frac{\partial C}{\partial f_3} = 0 \text{ и т. д.}$$

На фиг. 4 дана схема пятипролётной балки с членами ряда, принимаемыми в этом случае для расчёта.

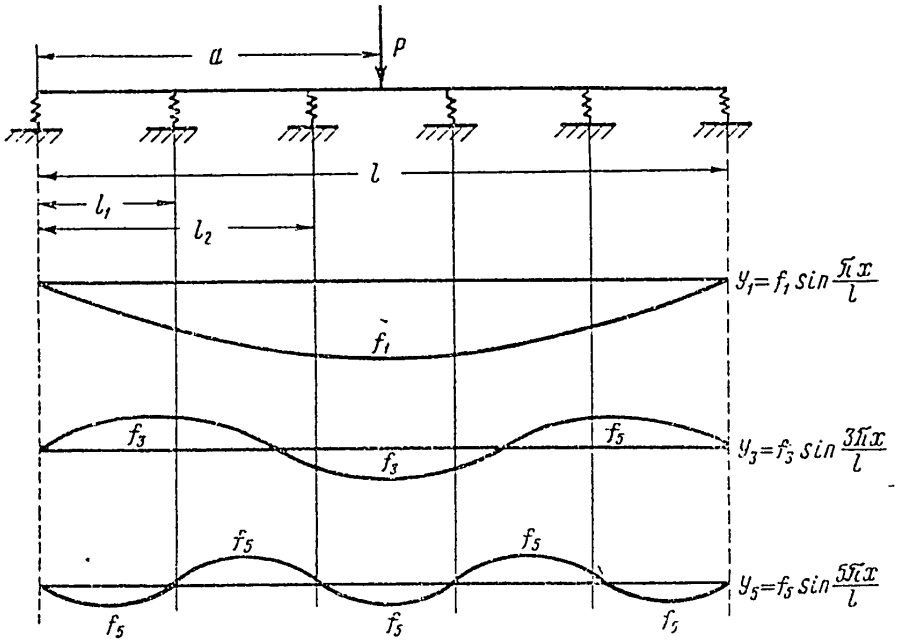
Рассмотрим пример расчёта рельса типа I-а, имеющего 3 пролёта с общей длиной 150 *см*; коэфициент податливости упругого основания $D = 880$ *кг/см*, модуль упругости $E = 2 \cdot 10^6$ *кг/см*^{2}, момент инерции $I = 280$ *см*^{4}. Усилие приложено по середине балки симметрично.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Для этих данных определим величины опорных реакций для трёхпролётной балки (на четырёх опорах) при помощи энергетического метода:

$$R_1 = R_4 = 0{,}2296;$$
$$R_2 = R_3 = 0{,}2704.$$



Фиг. 4. Схема пятипролётной балки на упругих опорах

Решая этот же пример при помощи уравнения трёх моментов, получим

$$R_1 = R_4 = 0{,}2244,$$
$$R_2 = R_3 = 0{,}2756.$$

Незначительное расхождение в подсчётах одних и тех же величин двумя методами позволяет сделать вывод о применимости энергетического метода расчёта для нахождения величин опорных реакций.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Канд. техн. наук доц. А. П. КОСТЮК

ПРИМЕНЕНИЕ ОБЩЕГО УРАВНЕНИЯ ДИНАМИКИ К ЗАДАЧЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КАСАТЕЛЬНОГО УСИЛИЯ НА ОБОДАХ КОЛЁС ПАРОВОЗА ОТ СИЛ ИНЕРЦИИ ДВИЖУЩЕГО И ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМОВ

Вопрос определения касательного усилия на ободах сцепных колёс паровоза, возникающего от сил инерции звеньев движущего и парораспределительного механизмов, судя по литературным источникам, совершенно не разработан. Во всех работах, посвящённых динамике указанных механизмов, излагаются лишь методы определения давлений от сил инерций звеньев в шарнирах; вопрос же влияния этих сил на величину касательного усилия на ободах колёс не рассматривается. В работе проф. Н. И. Колчина [1] дан чисто аналитический метод определения касательных сил, возникающих на ободах колёс от сил инерции кривошипно-шатунного механизма. Однако для более сложных механизмов этот метод из-за его сложности практически трудно применить. Вместе с тем умение определять величину и закон изменения касательного усилия на ободах колёс от сил инерции любого механизма имеет для практики весьма важное значение.

Касательная реакция, приложенная со стороны рельсов к колёсам паровоза, является единственной внешней силой, которая во всякий момент движения уравновешивает все силы, действующие на звенья паровозного механизма. Поэтому вопрос определения такой уравновешивающей силы или уравновешивающего момента, создаваемого этой силой, сводится к нахождению равных и противоположно направленных приведённой силы инерции или приведённого момента сил инерции всего механизма. Теория механизмов и машин на данном этапе своего развития располагает рядом методов для определения приведённых сил инерции механизмов. К числу их следует отнести методы непосредственного разложения сил, планов сил и метод, основанный на теореме Жуковского о жёстком рычаге. Однако все они требуют весьма громоздких, связанных с большой затратой времени графических построений и расчётных работ для определения ускорений, сил инерции и приведения их к ведущему звену.

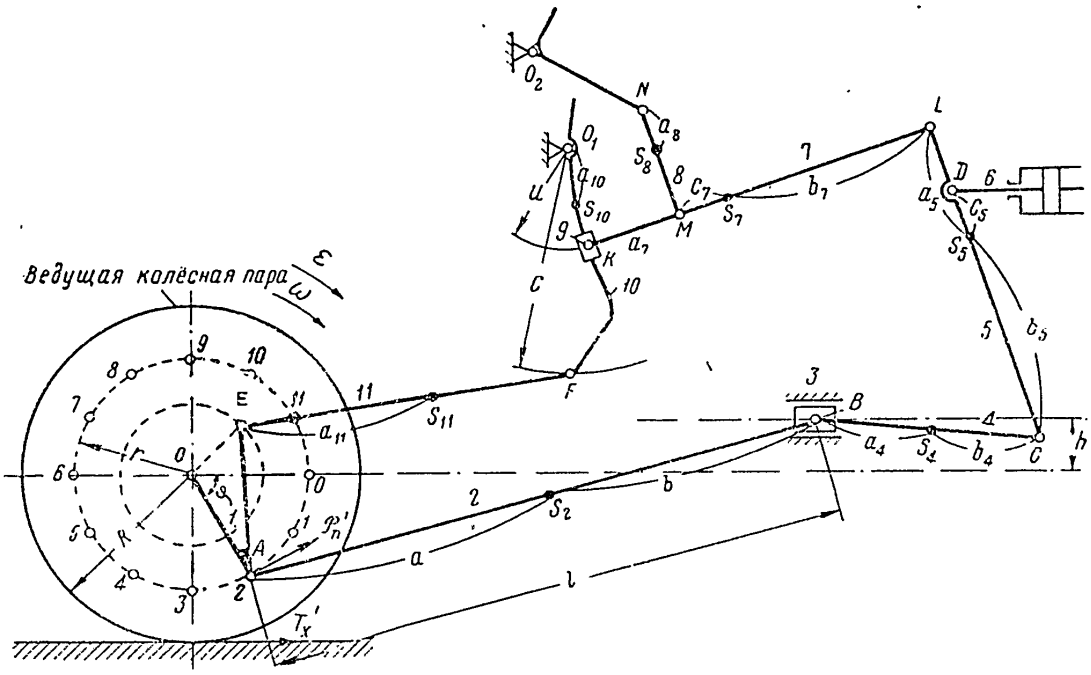
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Для нахождения же закона изменения приведённых сил за один оборот колеса необходимо определять значения этих сил в 12 различных положениях механизма. В ряде случаев при исследовании сложных механизмов приходится делать ряд упрощающих допущений, снижающих точность расчёта.

Задачу определения приведённой силы инерции механизма при использовании для решения общих уравнений динамики в обобщённых координатах можно значительно упростить.

Приведём к точке A ведущего звена OA (фиг. 1) силы инерции и массы всех звеньев движущего и парораспределительного механизмов.



Фиг. 1. Схема кривошипно-шатунного и парораспределительного механизмов паровоза

Уравнение движения данной системы может быть записано в виде:

$$M_n' = -\left[\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}}\right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi}\right], \qquad (1)$$

где M_n' — приведённый момент сил инерции;

T — кинетическая энергия механизмов;

φ — угол поворота ведущего звена, являющийся обобщённой координатой.

Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{m_n v_A^2}{2} + \frac{\sum I_\kappa \omega^2}{2} = \frac{I_n \omega^2}{2} + \frac{\sum I_\kappa \omega^2}{2} = \frac{\omega^2}{2}(I_n + \sum I_\kappa),$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

где $v_A = r\omega$ — скорость точки A;

ω — угловая скорость ведущего звена;

$I_n = m_n r$ — приведённый момент инерции системы;

$\sum I_к$ — сумма моментов инерций спаренных колёс относительно осей вращения;

m_n — масса системы, приведённая к точке A.

Так как приведённый момент инерции I_n не зависит от скорости, а определяется лишь положением ведущего звена, частные производные, входящие в уравнение (1), будут соответственно равны:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = \frac{\partial}{\partial \omega}\left(\frac{I_n \omega^2}{2} + \frac{\sum I_к \omega^2}{2}\right) = (I_n + \sum I_к)\,\omega;$$

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = \frac{\partial}{\partial \varphi}\left(\frac{I_n \omega^2}{2} + \frac{\sum I_к \omega^2}{2}\right) = \frac{dI_n}{d\varphi} \cdot \frac{\omega^2}{2}.$$

Полная производная $\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}}\right)$ равна

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}}\right) = \frac{d}{dt}\left[(I_n + \sum I_к)\,\omega\right] = \frac{dI_n}{dt}\omega + (I_n + \sum I_к)\,\frac{d\omega}{dt},$$

где

$$\frac{dI_n}{dt}\omega = \frac{dI_n}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt}\omega = \frac{dI_n}{d\varphi}\omega^2; \quad \frac{d\omega}{dt} = \varepsilon,$$

ε — угловое ускорение ведущего звена.

После подстановки найденных производных в уравнение (1) получим

$$M_n' = -\left[\frac{dI_n}{d\varphi}\omega^2 + (I_n + \sum I_к)\,\varepsilon - \frac{dI_n}{d\varphi} \cdot \frac{\omega^2}{2}\right],$$

откуда

$$M_n' = -\left[\frac{1}{2} \cdot \frac{dI_n}{d\varphi}\omega^2 + (I_n + \sum I_к)\,\varepsilon\right] = M_{n_\omega}' + M_{n_\varepsilon}'. \qquad (2)$$

Здесь M_{n_ω}' — приведённый момент сил инерции системы при постоянной скорости вращения ведущего звена, т. е. при $\varepsilon = 0$;

M_{n_ε}' — приведённый момент сил инерции в начальном движении, при котором ведущее звено имеет только угловое ускорение ε.

Таким образом, значение приведённого момента сил инерции определяется величиной приведённого момента инерции I_n и производной $\frac{dI_n}{d\varphi}$.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Для определения приведённого момента инерции I_n при помощи известных приёмов кинетостатики заменим массы всех звеньев системы динамически замещающими массами (m_A, m_B, m_C, ..., m_i), сосредоточенными в заранее выбранных точках, двигающихся со скоростями v_A, v_B, v_C, ..., v_i.

Тогда

$$I_n = m_n r^2 = r^2 \left[m_A + m_B \left(\frac{v_B}{v_A} \right)^2 + m_C \left(\frac{v_C}{v_A} \right)^2 + \right.$$
$$\left. + \ldots + m_i \left(\frac{v_i}{v_A} \right)^2 \right] \qquad (3)$$

или

$$I_n = r^2 \left[m_A + m_B \left(\frac{Pb}{Pa} \right)^2 + m_C \left(\frac{Pc}{Pa} \right)^2 + \ldots + m_i \left(\frac{Pi}{Pa} \right)^2 \right], \qquad (3')$$

где Pa, Pb, Pc, ..., Pi — отрезки на планах скоростей.

Из уравнений (3) и (3′) видно, что приведённая масса m_n и приведённый момент инерции I_n зависят лишь от отношений скоростей, которые определяются положением ведущего звена. Следовательно, приведённая масса и приведённый момент инерции являются непрерывными периодическими функциями угла поворота кривошипа φ с периодом 2π и могут быть представлены следующими гармоническими рядами:

$$m_n = A_0 + A_1 \cos\varphi + B_1 \sin\varphi + A_2 \cos 2\varphi + B_2 \sin 2\varphi +$$
$$+ \ldots + A_m \cos m\varphi + B_m \sin m\varphi,$$
$$I_n = r^2 (A_0 + A_1 \cos\varphi + B_1 \sin\varphi + A_2 \cos 2\varphi + B_2 \sin 2\varphi +$$
$$+ \ldots + A_m \cos m\varphi + B_m \sin m\varphi,$$

или в общем виде

$$m_n = A_0 + \sum_{\kappa=1}^{\kappa=m} (A_\kappa \cos\kappa\varphi + B_\kappa \sin\kappa\varphi), \qquad (4)$$

$$I_n = r^2 \left[A_0 + \sum_{\kappa=1}^{\kappa=m} (A_\kappa \cos\kappa\varphi + B_\kappa \sin\kappa\varphi) \right], \qquad (4')$$

где A_0, A_κ и B_κ — постоянные коэфициенты ряда;

κ — целое число, определяющее номер гармоники

$(\kappa = 1, 2, 3, \ldots, m)$;

φ — угол поворота ведущего звена.

Определение коэфициентов представленных рядов может быть произведено различными методами. Для простейших механизмов, скорости точек которых можно выразить аналитически в функции угла поворота φ, эти коэфициенты определяются по фор-

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

мулам, вытекающим из уравнений (3) и (3′) после преобразования их к виду (4). Так, например, опуская известные из теории механизмов и машин выводы, можно для кривошипно-шатунного механизма (см. фиг. 1) при некоторых допущениях представить скорости замещающих точек в виде:

$$v_A = r\omega;$$

$$v_B = -r\omega\left(\sin\varphi + \gamma\cos\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right);$$

$$v_{S_2} = r\omega\sqrt{\left(\sin\varphi + \frac{a\gamma}{l}\cos\varphi + \frac{a}{l}\cdot\frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right)^2 + \left(\frac{b}{l}\cos\varphi\right)^2},$$

где коэфициенты $\lambda = \frac{r}{l}$; $\gamma = \frac{h}{l}$.

Полагая, что звенья кривошипно-шатунного механизма заменены тремя динамически замещающими массами m_A, m_B и m_{S_2}, можно выражение для приведённой массы этого механизма свести к виду:

$$m_n = m_A + m_{S_2}\left(\frac{v_{S_2}}{v_A}\right)^2 + m_B\left(\frac{v_B}{v_A}\right)^2.$$

После подстановки значений скоростей и некоторых преобразований получим:

$$m_n = m_A + \frac{m_{S_2} + m_B}{2} + \frac{m_B\lambda^2}{8} + m_{S_2}\left(\frac{a^2\lambda^2}{8l^2} + \frac{b^2}{2l^2}\right) +$$

$$+ \frac{\lambda}{2}\left(m_{S_2}\frac{a}{l} + m_B\right)\cos\varphi + \frac{\lambda\gamma}{2}\left(m_{S_2}\frac{a^2}{l^2} + m_B\right)\sin\varphi -$$

$$- \left(\frac{m_{S_2} + m_B}{2} - \frac{m_{S_2}}{2}\cdot\frac{b^2}{l^2}\right)\cos 2\varphi + \gamma\left(m_{S_2}\frac{a}{l} + m_B\right)\sin 2\varphi -$$

$$- \frac{\lambda}{2}\left(m_{S_2}\frac{a}{l} + m_B\right)\cos 3\varphi + \frac{\lambda\gamma}{2}\left(m_{S_2}\frac{a^2}{l^2} + m_B\right)\sin 3\varphi -$$

$$- \frac{\lambda^2}{8}\left(m_{S_2}\frac{a^2}{l^2} + m_B\right)\cos 4\varphi,$$

откуда

$$m_n = A_0 + A_1\cos\varphi + B_1\sin\varphi + A_2\cos 2\varphi + B_2\sin 2\varphi +$$
$$+ A_3\cos 3\varphi + B_3\sin 3\varphi + A_4\cos 4\varphi;$$

где A_0; A_1; B_1 и т. д. — постоянные коэфициенты гармонического ряда;

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

$$
\left.\begin{aligned}
A_0 &= m_A + \frac{m_{S_2} + m_B}{2} + \frac{m_B \lambda^2}{8} + m_{S_2}\left(\frac{a^2\lambda^2}{8l^2} + \frac{b^2}{2l^2}\right) \\
A_1 &= \frac{\lambda}{2}\left(m_{S_2}\frac{a}{l} + m_B\right); \quad B_1 = \frac{\lambda\gamma}{2}\left(m_{S_2}\frac{a^2}{l^2} + m_B\right) \\
A_2 &= -\left(\frac{m_{S_2} + m_B}{2} - \frac{m_{S_2} b^2}{2l^2}\right); \quad B_2 = \gamma\left(m_{S_2}\frac{a}{l} + m_B\right) \\
A_3 &= -\frac{\lambda}{2}\left(m_{S_2}\frac{a}{l} + m_B\right); \quad B_3 = \frac{\lambda\gamma}{2}\left(m_{S_2}\frac{a^2}{l^2} + m_B\right) \\
A_4 &= -\frac{\lambda^2}{8}\left(m_{S_2}\frac{a^2}{l^2} + m_B\right)
\end{aligned}\right\} \qquad (5)
$$

Для более сложных механизмов, скорости точек которых находятся лишь графическими приёмами, определение коэфициентов ряда (4) может быть произведено путём приближённого вычисления интегралов:

$$A_0 = \frac{1}{2\pi}\int_{\varphi=0}^{\varphi=2\pi} m_n\, d\varphi;$$

$$A_\kappa = \frac{1}{\pi}\int_{\varphi=0}^{\varphi=2\pi} m_n \cos\kappa\varphi\, d\varphi;$$

$$B_\kappa = \frac{1}{\pi}\int_{\varphi=0}^{\varphi=2\pi} m_n \sin\kappa\varphi\, d\varphi,$$

которые с достаточной для практики точностью могут быть заменены приближёнными суммами по формулам трапеций вида

$$A_0 \approx \frac{1}{n}\sum_0^{n-1} m_n, \quad A_\kappa \approx \frac{1}{2n}\sum_0^{n-1} m_n \cos\kappa\varphi$$

и

$$B_\kappa \approx \frac{1}{2n}\sum_0^{n-1} m_n \sin\kappa\varphi, \qquad (6)$$

где n — число интервалов, на которое разбивается окружность радиусом OA.

Таким образом, пользуясь тем или иным приёмом определения коэфициентов A_κ и B_κ, можно приведённую массу механизма или приведённый момент инерции его представить равномерно

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

сходящимися рядами (4) и (4′). Для решающего большинства механизмов уже при $\kappa \geqslant 5$ ряды быстро сходятся. При этом коэфициенты ряда при $\kappa > 5$ принимают настолько малые значения, что практически с ними можно не считаться.

Выражение приведённой массы или приведённого момента инерции системы через гармонические ряды даёт возможность разрешить задачу определения приведённых сил инерции и моментов от них аналитическим путём.

Так, диференцируя уравнение (4′) по углу поворота кривошипа φ, получим

$$\frac{dI_n}{d\varphi} = r^2 \sum_{\kappa=1}^{\kappa=5} (\kappa B_\kappa \cos \kappa\varphi - \kappa A_\kappa \sin \kappa\varphi).$$

После подстановки значений $\frac{dI_n}{d\varphi}$ и I_n в уравнение (2) можно будет иметь

$$M_n' = -\left\{\left[\frac{1}{2} \cdot r^2 \omega^2 \sum_{\kappa=1}^{\kappa=5} (\kappa B_\kappa \cos \kappa\varphi - \kappa A_\kappa \sin \kappa\varphi)\right] + r^2 \varepsilon \left[A_0 + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \sum_{\kappa=1}^{\kappa=5} (A_\kappa \cos \kappa\varphi + B_\kappa \sin \kappa\varphi)\right] + \varepsilon \sum I_\kappa \right\}. \qquad (7)$$

Разделив левую и правую части выражения (7) на радиус ведущего звена r, найдём выражение для приведённой силы инерции системы механизмов:

$$P_n' = \frac{M_n'}{r} = -\frac{1}{2} \omega^2 r \sum_{\kappa=1}^{\kappa=5} (\kappa B_\kappa \cos \kappa\varphi - \kappa A_\kappa \sin \kappa\varphi) -$$

$$- r\varepsilon \left[A_0 + \sum_{\kappa=1}^{\kappa=5} (A_\kappa \cos \kappa\varphi + B_\kappa \sin \kappa\varphi)\right] - \frac{\varepsilon \sum I_\kappa}{r}. \qquad (8)$$

Располагая аналитическими выражениями для приведённых сил и моментов, можно на основании условий динамического равновесия легко найти выражение касательного усилия на ободах колёс паровоза от действия сил инерции системы механизмов.

Так, согласно фиг. 1 будем иметь

$$M_n' = P_n' r = T_x' R,$$

откуда

$$T_x' = \frac{M_n'}{R} = P_n' \frac{r}{R}$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

или

$$T'_x = T'_{x_{пр}} = -\frac{1}{2}\cdot\frac{r^2\omega^2}{R}\sum_{\kappa=1}^{\kappa=5}(\kappa B_\kappa\cos\kappa\varphi - \kappa A_\kappa\sin\kappa\varphi) -$$

$$-\frac{r^2\varepsilon}{R}\left[A_0+\sum_{\kappa=1}^{\kappa=5}(A_\kappa\cos\kappa\varphi + B_\kappa\sin\kappa\varphi)\right] - \frac{\varepsilon\sum I_\kappa}{R}. \qquad (9)$$

Так как большинство существующих паровозов имеет двухцилиндровую машину, левый кривошип которой опережает правый на угол 270°, то, подставляя в уравнение (9) угол $\varphi_{лев} = \varphi + 270°$, получим выражение для определения касательного усилия на ободах колёс от сил инерции левых механизмов

$$T'_{x_{лев}} = -\frac{1}{2}\cdot\frac{r^2\omega^2}{R}\sum_{\kappa=1}^{\kappa=5}[\kappa B_\kappa\cos\kappa(\varphi+270) - \kappa A_\kappa\sin\kappa(\varphi+270)] -$$

$$-\frac{r^2\varepsilon}{R}\left\{A_0+\sum_{\kappa=1}^{\kappa=5}[A_\kappa\cos\kappa(\varphi+270) + B_\kappa\sin\kappa(\varphi+270)]\right\} -$$

$$-\frac{\varepsilon\sum I_\kappa}{R} \qquad (10)$$

Суммарное касательное усилие на ободах колёс от сил инерций правых и левых механизмов

$$T'_{x_{сум}} = T'_{x_{пр}} + T'_{x_{лев}},$$

или

$$T_{x_{сум}} = -\frac{1}{2}\cdot\frac{r^2\omega^2}{R}(B_1\cos\varphi - A_1\sin\varphi + 2B_2\cos 2\varphi - 2A_2\sin 2\varphi +$$

$$+ 3B_3\cos 3\varphi - 3A_3\sin 3\varphi + 4B_4\cos 4\varphi - 4A_4\sin 4\varphi + 5B_5\cos 5\varphi -$$

$$- 5A_5\sin 5\varphi) - \frac{r^2\varepsilon}{R}(A_0 + A_1\cos\varphi + B_1\sin\varphi + A_2\cos 2\varphi +$$

$$+ B_2\sin 2\varphi + A_3\cos 3\varphi + B_3\sin 3\varphi + A_4\cos 4\varphi + B_4\sin 4\varphi +$$

$$+ A_5\cos 5\varphi + B_5\sin 5\varphi) - \frac{\varepsilon\sum I_{\kappa_{пр}}}{R} - \frac{1}{2}\cdot\frac{r^2\omega^2}{R}(A_1\cos\varphi + B_1\sin\varphi -$$

$$- 2B_2\cos 2\varphi + 2A_2\sin 2\varphi - 3B_3\sin 3\varphi - 3A_3\cos 3\varphi + 4B_4\cos 4\varphi -$$

$$- 4A_4\sin 4\varphi + 5B_5\sin 5\varphi + 5A_5\cos 5\varphi) - \frac{r^2\varepsilon}{R}(A_0 + A_1\sin\varphi -$$

$$- B_1\cos\varphi - A_2\cos 2\varphi - B_2\sin 2\varphi - A_3\sin 3\varphi + B_3\cos 3\varphi +$$

$$+ A_4\cos 4\varphi + B_4\sin 4\varphi + A_5\sin 5\varphi - B_5\cos 5\varphi) - \frac{\varepsilon\sum I_{\kappa_{лев}}}{R},$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

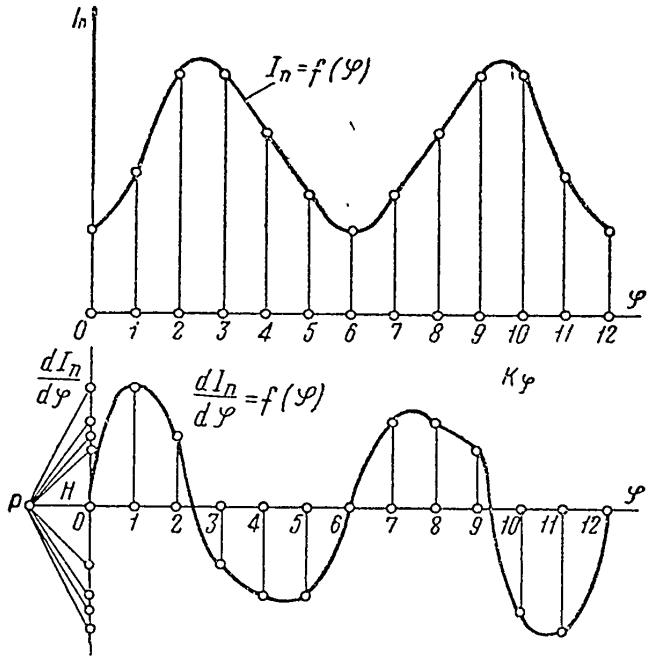
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

или после несложных преобразований

$$T'_{x_{сум}} = -\frac{1}{2}\cdot\frac{r^2\omega^2}{R}[(A_1 + B_1)\cos\varphi - (A_1 - B_1)\sin\varphi -$$
$$- 3(A_3 - B_3)\cos 3\varphi - 3(A_3 + B_3)\sin 3\varphi + 8B_4\cos 4\varphi -$$
$$- 8A_4\sin 4\varphi + 5(A_5 + B_5)\cos 5\varphi - 5(A_5 - B_5)\sin 5\varphi] -$$
$$- \frac{r^2\varepsilon}{R}[2A_0 + (A_1 - B_1)\cos\varphi + (A_1 + B_1)\sin\varphi + (A_3 + B_3)\cos 3\varphi -$$
$$- (A_3 - B_3)\sin 3\varphi + 2A_4\cos 4\varphi + 2B_4\sin 4\varphi + (A_5 - B_5)\cos 5\varphi +$$
$$+ (A_5 + B_5)\sin 5\varphi] - \frac{\varepsilon\sum I}{R}, \qquad (11)$$

где $\sum I = \sum I_{кпр} + \sum I_{клев}$ — сумма моментов инерций всех движущих колёсных пар.

Полученное выражение даёт возможность определять величину касательного усилия на ободах движущих колёс паровоза от сил инерции движущего и парораспределительного механизмов без определения ускорений, сил инерций звеньев, а также приведения этих сил к ведущему звену. Следует также отметить, что подобная задача может быть более просто решена путём графического диференцирования функции $I_n = f(\varphi)$. Для этого, пользуясь уравнением (3) или (3′), определяются значения приведённого момента инерции механизма для ряда последовательных положений ведущего звена. По этим значениям строится диаграмма $I_n = f(\varphi)$ (фиг. 2).



Фиг. 2. Диаграмма изменения $I_n = f(\varphi)$ и $\frac{dI_n}{d\varphi} = f(\varphi)$ за один оборот колёс

Далее при помощи обычных методов графического диференцирования (метода касательных или хорд) строят диаграмму $\frac{dI_n}{d\varphi} = f(\varphi)$. После подстановки значений $\frac{dI_n}{d\varphi}$ и I_n в уравнение (2) получают при известных ω и ε соответствующие значения

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

приведённого момента сил инерции для рассматриваемого механизма, а следовательно и значения касательных усилий на ободах колёс, так как

$T'_x = \frac{M'_n}{R}$. Диаграмма $\frac{dI_n}{d\varphi} = f(\varphi)$ будет одновременно являться и диаграммой $M'_{n_\omega} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{dI_n}{d\varphi} \omega^2$, если масштаб приведённого момента сил инерции принять равным

$$\kappa_{M'_n} = \frac{\kappa_{I_n}}{H\kappa_\varphi} \cdot \frac{\omega^2 r}{2},$$

где κ_{I_n} — масштаб приведённого момента инерции;

κ_φ — масштаб угла поворота ведущего звена;

H — произвольный вспомогательный отрезок в *мм*.

Для суждения о влиянии сил инерции движущего и парораспределительного механизмов на величину касательного усилия на ободах колёс произведём при помощи рассмотренного метода подсчёт касательного усилия для паровоза серии ФД при конструктивной скорости $v = 85$ *км/час* Первоначально рассмотрим случай равномерного движения паровоза ($\omega = \text{const}$, $\varepsilon = 0$). В этом случае из уравнения (11)

$$T'_{x_\omega} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{r^2\omega^2}{R} [(A_1 + B_1)\cos\varphi - (A_1 - B_1)\sin\varphi - 3(A_3 - B_3)\cos 3\varphi - 3(A_3 + B_3)\sin 3\varphi + 8B_4\cos 4\varphi - 8B_4\sin 4\varphi + 5(A_5 + B_5)\cos 5\varphi - 5(A_5 - B_5)\sin 5\varphi]. \quad (11')$$

После замены масс всех звеньев кривошипно-шатунного и парораспределительного механизмов динамически замещающими массами, сосредоточенными в шарнирах и центрах тяжести звеньев, и построения планов скоростей для ряда положений ведущего звена, пользуясь уравнениями (3), (4), (6), определяют значения коэфициентов $A_к$ и $B_к$. Опуская вспомогательные расчёты, связанные с разложением функции I_n в гармонический ряд, получим для механизма паровоза серии ФД следующие значения искомых коэфициентов[1]:

A_0	A_1	B_1	A_3	B_3	A_4	B_4	A_5	B_5
67,42	4,782	—0,081	—5,024	0,068	—0,174	0,095	—0,006	—0,068

[1] Вычислять коэфициенты второго порядка A_2 и B_2 нет необходимости, так как в исходных выражениях для определения касательных реакций они отсутствуют.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Подставляя значения полученных коэфициентов в уравнение (11′), получим

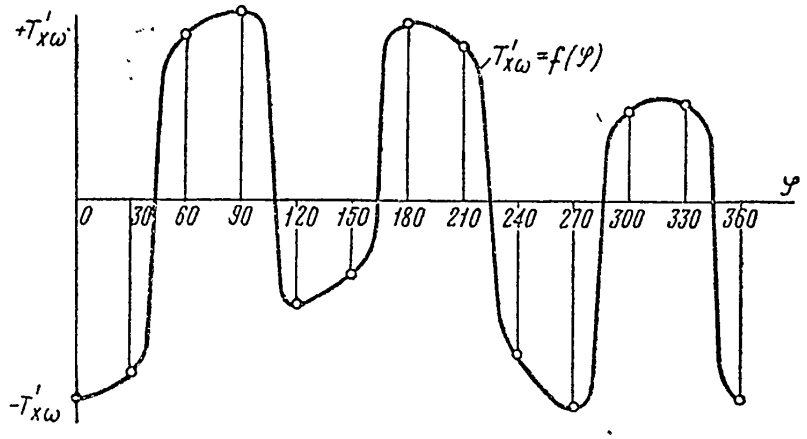
$$T'_{x_\omega} = -460\cos\varphi + 477\sin\varphi - 1\,497\cos 3\varphi - 1\,457\sin 3\varphi - \\ - 74\cos 4\varphi - 138\sin 4\varphi + 36\cos 5\varphi + 30\sin 5\varphi.$$

Для различных положений механизма значение T'_{x_ω} составляет:

φ в градусах	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330
T'_{x_ω}	−1 995	−1 710	1 803	1 890	−981	−617	1 847	1 549	−1 515	−2 038	815	931

Bibliothek Berlin

График изменения суммарного касательного усилия на ободах колёс от действия инерционных сил механизмов представлен на фиг. 3.



Фиг. 3. Диаграмма изменения $T'_{x_\omega} = f(\varphi)$ за один оборот колёс

Для определения влияния на величину касательного усилия сил инерции звеньев пароораспределительного механизма необходимо в уравнении (3′) положить массы звеньев кривошипно-шатунного механизма равными нулю. Тогда приведённый момент инерции рассматриваемого механизма будет равен (см. фиг. 1)

$$I_n = r^2\left[m_{B_4}\left(\frac{pb}{pa}\right)^2 + m_{S_4}\left(\frac{ps_4}{pa}\right)^2 + m_C\left(\frac{pc}{pa}\right)^2 + m_D\left(\frac{pd}{pa}\right)^2 + \right.$$
$$+ m_L\left(\frac{pL}{pa}\right)^2 + m_M\left(\frac{pM}{pa}\right)^2 + m_{S_8}\left(\frac{ps_8}{pa}\right)^2 + m_K\left(\frac{pk}{pa}\right)^2 + m_{S_{10}}\left(\frac{ps_{10}}{pa}\right)^2 +$$
$$\left. + m_F\left(\frac{pf}{pa}\right)^2 + m_{S_{11}}\left(\frac{ps_{11}}{pa}\right)^2 + m_E\left(\frac{pe}{pa}\right)^2\right].$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Раскладывая функцию I_n в гармонический ряд, получим

$$I_n = r^2\left[a_0 + \sum_{\kappa=1}^{\kappa=5}(a_\kappa \cos\kappa\varphi + b_\kappa \sin\kappa\varphi)\right].$$

Для парораспределительного механизма паровоза серии ФД коэфициенты a_κ и b_κ имеют значения:

a_0	a_1	b_1	a_2	b_2	a_4	b_4	a_5	b_5
3,971	0,02	—0,158	—0,262	—0,009	—0,025	0,095	—0,006	—0,068

После подстановки найденных коэфициентов в выражение (11′) получим:

$$T'_{x_1} = 13\cos\varphi + 17\sin\varphi - 74\cos 3\varphi - 80\sin 3\varphi - 73\cos 4\varphi - \\ - 20\sin 4\varphi + 36\cos 5\varphi + 30\sin 5\varphi.$$

Для различных положений механизма значение T'_{x_1} составляет:

φ в градусах	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330
T'_{x_1}	—97	—50	138	55	—98	16	—47	88	—32	—199	156	90

Из сопоставления значений дополнительных касательных усилий, создаваемых на ободах колёс паровоза инерционными силами парораспределительного механизма, с касательными усилиями, создаваемыми силами инерции движущих механизмов, видно, что по своему абсолютному значению касательные усилия от инерционных сил парораспределительного механизма невелики (не превышают 200 *кг* для паровоза серии ФД при конструкционной скорости). Однако при исследовании неравномерности движения паровоза и сцепления колёс с рельсами эти силы необходимо учитывать, так как при угле поворота ведущего звена $\varphi = 300°$ они увеличивают касательную реакцию на ободах колёс на 24%.

Исследуем также влияние углового ускорения ε на величину касательного усилия на ободах колёс паровоза. Полагая в уравнении (11) $\omega = 0$, получим

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

$$T'_{x_\varepsilon} = -\frac{r^2}{R}\,\varepsilon\left[2A_0 + \frac{\sum I}{r^2} + (A_1 - B_1)\cos\varphi + (A_1 + B_1)\sin\varphi + \right.$$
$$+ (A_3 + B_3)\cos 3\varphi - (A_3 - B_3)\sin 3\varphi + 2A_4\cos 4\varphi + 2B_4\sin 4\varphi +$$
$$\left. + (A_5 - B_5)\cos 5\varphi + (A_5 + B_5)\sin 5\varphi\right]. \qquad (11'')$$

Для определения углового ускорения ε в зависимости от угла поворота кривошипа φ воспользуемся зависимостью, полученной доц. С. М. Куценко [2] при решении диференциального уравнения движения главной рамы паровоза. Применительно к рассматриваемой задаче эта зависимость может быть приближённо представлена в виде

$$\varepsilon = \frac{P_1\cos\varphi + q_1\sin\varphi + P_3\cos 3\varphi + q_3\sin 3\varphi}{MR - P_0}\,\omega^2, \qquad (12)$$

где M — масса паровоза без движущих колёсных пар;

R — радиус движущих колёс;

ω — угловая скорость колёс;

P_0, P_1, q_1, P_3 и q_3 — постоянные коэфициенты гармонического ряда, характеризующие неуравновешенные горизонтальные силы инерции звеньев кривошипно-шатунного и парораспределительного механизмов при неравномерном вращении колёс паровоза.

Значения этих коэфициентов, найденных путём разложения неуравновешенных горизонтальных сил инерции от всех механизмов в гармонический ряд, для паровоза серии ФД составят:

P_0	P_1	q_1	P_3	q_3
2 514	14,323	18,838	—1,856	—1,404

Величины углового ускорения ε и соответствующие ему касательные усилия, вычисленные по уравнениям (11″) и (12), для паровоза серии ФД при $v = 85$ *км/час* равны

φ в градусах	0	30	60	90	120	150
ε	2,08	3,41	4,23	3,38	1,218	—0,727
T'_{x_ε}	—988	—1 620	—2 009	—1 606	—578	344

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Продолжение

φ в градусах	180	210	240	270	300	330
ε	—2,08	—3,41	—4,23	—3,38	—1,218	0,727
T'_{x_ε}	988	1 620	2 009	1 606	578	—345

При учёте лишь неуравновешенных горизонтальных сил инерции кривошипно-шатунного механизма постоянные коэфициенты выражения (12) определяются по формулам:

$$P_0 = -2R(A_0 - A_2 + A_4) - 2\frac{r^2}{R}A_0 - R\sum m - \frac{\sum I}{R};$$

$$P_1 = r(A_0 - A_2 + A_4 + B_2) - \frac{r^2}{2R}(A_1 + B_1) + \frac{\sum 2c'_x}{\omega_1^2};$$

$$q_1 = r(A_0 - A_2 + A_4 - B_2) + \frac{r}{2R}(A_1 - B_1) + \frac{\sum 2c'_y}{\omega_1^2}; \quad (13)$$

$$P_3 = \frac{3}{2}\cdot\frac{r^2}{R}(A_3 - B_3);$$

$$q_3 = \frac{3}{2}\cdot\frac{r^2}{R}(A_3 + B_3),$$

где A_0, $A_к$, $B_к$ — постоянные коэфициенты, определяемые из уравнений (5) или (6);

$\sum 2c'_x$ и $\sum 2c'_y$ — суммы проекций центробежных сил основных и избыточных противовесов на координатные оси;

$\sum m$ — сумма масс всех движущих колёсных пар.

Значения ε и T'_{x_ε}, вычисленные по уравнениям (11″) и (12) без учёта горизонтальных сил инерции парораспределительных механизмов, составляют:

φ в градусах	0	30	60	90	120	150
ε	2,255	3,175	3,645	2,725	0,672	—1,145
T'_{x_ε}	—1 066	—1 502	—1 724	—1 290	—318	542

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Продолжение

φ в градусах	180	210	240	270	300	330
ε	—2,255	—3,175	—3,645	—2,725	—0,672	1,145
T'_{x_ε}	1 066	1 502	1 724	1 290	318	—542

Из анализа двух последних таблиц видно, что касательное усилие на ободах колёс паровоза при наличии углового ускорения достигает весьма существенных величин и должно обязательно учитываться при изучении сил взаимодействия колёс с рельсами. При этом из сопоставления этих таблиц видно, что существенное влияние на величины ε и T'_{x_ε} оказывают горизонтальные силы инерции парораспределительных механизмов, увеличивающие при определённых положениях кривошипа величину T'_{x_ε} на 15 — 17%. Принимая во внимание, что величина углового ускорения вообще невелика, выражение (11″) без большой погрешности можно упростить и придать ему следующий вид:

$$T'_{x_\varepsilon} = -\frac{r^2}{R}\,\varepsilon\left(2A_0 + \frac{\sum I}{r^2}\right). \qquad (14)$$

При этом погрешность в силах за счёт отбрасывания малых значений коэфициентов $A_к$ и $B_к$ не будет превосходить 10 *кг*. Из последнего выражения следует, что при заданных значениях масс кривошипно-шатунного и парораспределительного механизмов, определяющих величину A_0, и заданном значении $\frac{\sum I}{r^2}$ касательное усилие T'_{x_ε} зависит от величины и закона изменения углового ускорения ε. Поэтому, согласно уравнению (12), для уменьшения ε, а следовательно, и T'_{x_ε} полезно увеличивать массу паровоза за счёт привлечения к участию в совместном поступательном движении массы тендера. Это может быть достигнуто путём применения жёсткой сцепки паровоза с тендером.

Результирующее касательное усилие на ободах колёс определяется как сумма

$$T'_{x_{сум}} = T'_{x_\omega} + T'_{x_\varepsilon}.$$

Суммарные касательные усилия для паровоза серии ФД составят:

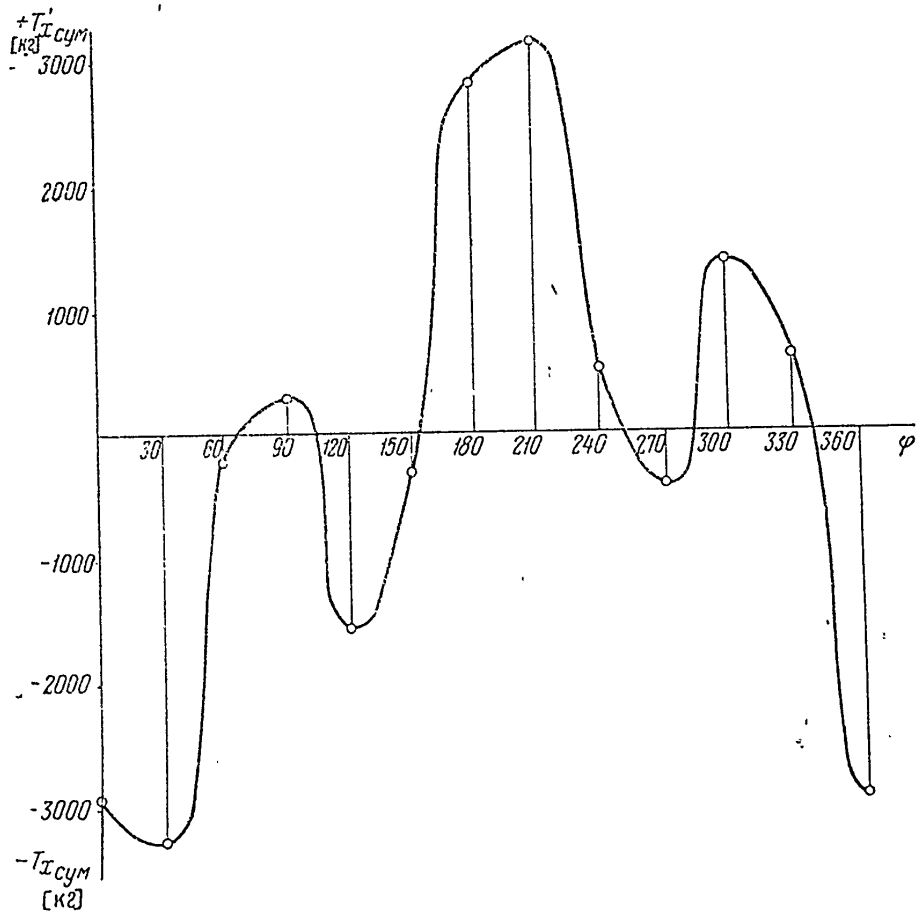
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

φ в градусах	0	30	60	90	120	150
$T'_{x\,сум}$	—2 983	—3 330	—206	284	—1 559	—273

Продолжение

φ в градусах	180	210	240	270	300	330
$T'_{x\,сум}$	2 835	3 169	494	—432	1 393	586



Фиг. 4. Диаграмма изменения $T'_{x\,сум} = f(\varphi)$ за один оборот колёс

Из таблицы видно, что значения $T'_{x\,сум}$ достигают значительной величины (до 3 330 *кг*).

Закон изменения суммарного касательного усилия отвсех инерционных сил изображён на графике фиг. 4, из которой видно, что

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

максимальные значения усилия соответствуют углам поворота кривошипа $\varphi = 0 - 30°$ и $\varphi = 180 - 210°$.

Прибавляя эту силу к касательному усилию, возникающему на ободах колёс под действием силы давления пара, можно исследовать их суммарное влияние как на поступательное движение паровоза, так и на сцепление колёс с рельсами. Однако это выходит за пределы поставленной задачи.

На основании произведённых исследований и расчётов можно сделать следующие выводы.

1. Изложенный метод определения касательных усилий на ободах колёс паровоза от инерционных сил позволяет разрешить эту задачу значительно точнее и проще, чем любой из существующих методов. Это достигается тем, что для нахождения касательного усилия требуется знание лишь скоростей точек механизмов.

2. Путём применения предлагаемого метода можно оценить влияние на зеличину касательного усилия сил инерции звеньев такого сложного механизма, как кулисный парораспределительный механизм, т. е. разрешить вопрос, который из-за сложности этого механизма до сих пор оставался неразрешённым. При этом влияние сил инерции звеньев парораспределительного механизма на величину касательного усилия, по сравнению с влиянием сил инерции движущего механизма, невелико. Однако этими дополнительными силами пренебрегать нельзя, так как при отдельных положениях ведущего звена они увеличивают суммарное касательное усилие до 25%.

3. Произведённые расчёты показывают, что весьма существенное влияние на величину касательного усилия оказывают силы инерции, возникающие при наличии углового ускорения ведущего звена. Эти силы увеличивают суммарное касательное усилие на ободах колёс на 1 000 *кг* и более. Следовательно, всякого рода исследование механизма при $\omega = \text{const}$ является весьма грубым и не отражает действительных явлений, сопутствующих движению механизмов.

4. Область применения предлагаемого метода не ограничивается только задачей нахождения касательных усилий на ободах колёс паровоза. Этот метод может быть также использован для расчёта приведённых сил и моментов любого механизма, а также для аналитического расчёта маховых колёс.

ЛИТЕРАТУРА

1. Колчин Н. И. Силы инерции паровозной машины и их уравновешивание при помощи противовесов. Транспечать 1930.

2. Куценко С. Я. Неравномерность движения паровоза и вопросы сцепления при больших скоростях. Научные записки ХММИ, т. IX, вып. 1. 1948.

3. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. Гос. изд. тех.-теорет. лит., 1940.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Ст. преподаватель инж. Э. М. ФРЕНКЕЛЬ

К ВОПРОСУ О СЦЕПЛЕНИИ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ

Коэфициент сцепления колеса с рельсом является важнейшей физической величиной, определяющей степень использования локомотива. Он существенно влияет на провозную способность железных дорог и зависит как от ряда физических и конструктивных факторов (диаметра колеса, температуры среды, состояния поверхности контакта, скорости движения локомотива и т. д.), так и от ухода за локомотивом в процессе эксплуатации (величины проката бандажей, подвижности колёсных пар в буксовых вырезах и т. д.).

Многие машинисты-новаторы, по-лунински ухаживающие за локомотивом, добились значительного повышения коэфициента сцепления, чем обеспечили повышение весовых норм поездов на ряде направлений железных дорог.

Выявление влияния на коэфициент сцепления отдельных физических факторов является целью настоящей работы.

1. Сцепление колеса и рельса

При относительном перемещении колеса и рельса в месте их соприкосновения возникает сила трения, являющаяся внешней силой. При этом между колесом и рельсом возникают связи, подобные внутренним молекулярным связям. Движение колеса по поверхности рельса неизбежно сопровождается разрушением этих связей и одновременным возникновением новых в соседних зонах соприкосновения.

Связь между колесом и рельсом, как между двумя соприкасающимися твёрдыми телами, возникает при простом статическом сжатии этих тел. Поэтому силы трения проявляют себя не только в процессе самого движения, но и в момент трогания локомотива с места. Не останавливаясь на общей молекулярной теории трения, которая за последние годы обогатилась работами советских учёных Ребиндера, Дерягина, Крагельского, Кузнецова, Зайцева и многих других, — перейдём к частному случаю трения — сцеплению колёс локомотива с рельсами при трогании с места.

При реализации вращающих моментов движущих осей локомотивов необходимо как при трогании с места, так и при

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

движении наличие внешней силы по отношению к локомотиву.

Эта сила — сила тяги F — возникает как реакция пути на действие момента, развиваемого двигателями локомотива на сцепных колёсах.

Сцепление представляет собой сопротивление сдвигу колеса относительно рельса, к которому оно прижато вертикальной нагрузкой.

Поверхности соприкосновения рельса и колеса получают деформации; естественно, что при этом окружная скорость колеса не будет соответствовать поступательной скорости движения локомотива, а будет несколько выше (примерно на 0,3%).

В момент сдвига сцепление переходит в трение скольжения.

Наибольшая сила тяги локомотива по сцеплению определяется известным выражением

$$F = 1\,000\, P_к \psi_к \; кг; \qquad (1)$$

где $P_к$ — сцепной вес в $т$;

$\psi_к$ — коэфициент сцепления.

Новые правила производства тяговых расчётов, принятые в 1952 г., рекомендуют расчётный коэфициент сцепления на ободе движущих колёс определять по формуле

$$\psi_к = \frac{A}{100 + v}, \qquad (2)$$

где v — скорость движения в *км/час*;

A — коэфициент, который зависит от типа локомотива (грузовой или пассажирский) и от типа паровой машины (симметричная или несимметричная машина).

Величина A колеблется в пределах от 22 до 28.

Зная тип машины, расчётную скорость и сцепной вес, можно определить наибольшую силу тяги локомотива, реализуемую на ободе, являющуюся исходной величиной при проектировании и эксплуатации подвижного состава. Эта формула учитывает зависимость коэфициента сцепления лишь от скорости и типа машины локомотива, совершенно не отражая влияния величины давления колеса на рельс и ряда других факторов.

Имеются основания полагать, что давление колеса на рельс, величина диаметра колеса, а также температура окружающей среды должны влиять на физический коэфициент сцепления.

В связи с этим мы поставили перед собой задачу: определить экспериментальным путём для условия трогания с места коэфициент сцепления, реализуемый одной осью локомотива, в зависимости от давления, диаметра колеса и температуры.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

2. Методика эксперимента, опытная установка, результаты опытов

При выборе метода экспериментального исследования [1] можно идти двумя путями: ставить опыты над локомотивом в эксплуатационных условиях, или же воспроизвести условия трогания колёс локомотива с места в лаборатории.

Оба метода, дополняя друг друга, позволяют наиболее полно решить поставленную задачу.

Не имея возможности расширить исследование до эксплуатационных испытаний, а также учитывая затруднения, связанные с изменением диаметра и вертикальной нагрузки колеса в реальных условиях, мы ограничили исследование лабораторными экспериментами.

Принятые в опыте силы, действующие на «сцепную ось локомотива» как по своим величинам, так и по направлению, воспроизводили условия работы на локомотивной оси. Экспериментальным путём было произведено 168 замеров.

Фиксируя величину вращающего момента M_B и нагрузку на колесо P в момент, непосредственно предшествующий началу боксования, определяют наибольшую силу сцепления F, а следовательно, и коэфициент сцепления при трогании с места.

При действии момента M_B в условии равновесия имеет место следующее равенство:

$$M_B = FR + M_n, \tag{3}$$

где F — наибольшая сила сцепления между колесом и рельсом;
R — радиус окружности катания колеса;
M_n — момент сил трения в подшипниках оси.

Учитывая, что трение в подшипниках оси весьма невелико по сравнению с трением между колесом и рельсом, величиной M_n пренебрегаем. Тогда уравнение (3) примет вид:

$$M_B = FR. \tag{4}$$

Зная M_B, R и P, находим коэфициент сцепления

$$\psi_к = \frac{M_B}{RP} = \frac{F}{P}. \tag{5}$$

Экспериментальная установка (фиг. 1 и 2) состоит из двух гидравлических прессов для испытания материала на сжатие: пресса A с максимальным усилием 300 m и пресса $Б$ с максимальным давлением масла в цилиндре 450 *атм*. Прессы жёстко связаны между собой массивными швеллерами *6*, прикреплёнными к колоннам.

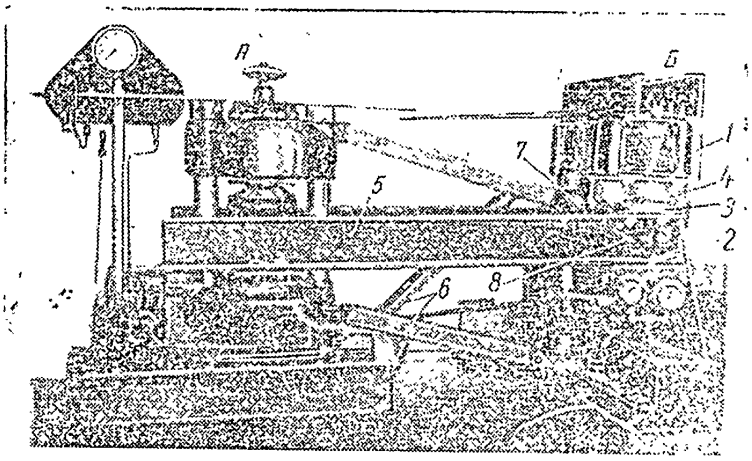
---

[1] Эксперимент был осуществлён в лаборатории испытания материалов ХИИТ в 1941 г.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

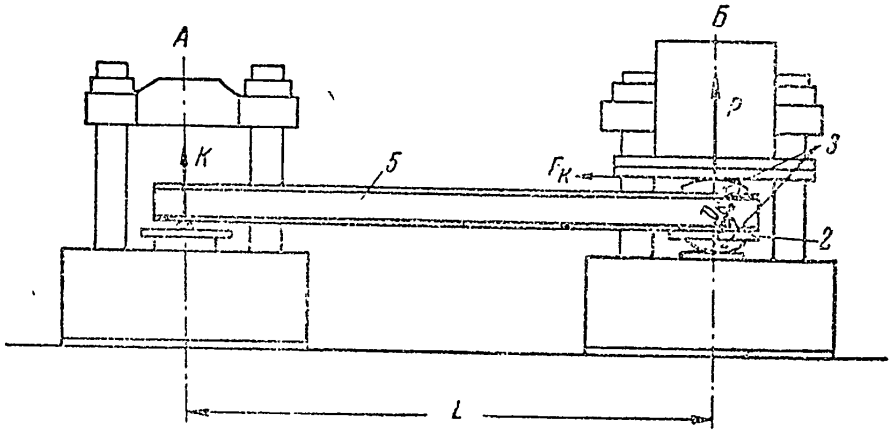
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Поршень пресса *Б* заканчивается плитой, имеющей сферическую поверхность, благодаря чему вся конструкция, связанная с ней, имеет возможность совершать поворот на некоторый угол (15°).



Фиг. 1. Общий вид экспериментальной установки

На плите *2* установлена жёсткая конструкция *5*, к которой прикреплены два сегмента *3*. Сегменты, играющие роль сцепных колёс, представляют собой часть бандажа с локомотивным профилем. К массивной верхней балке *7* пресса *Б* при-



Фиг. 2. Схема экспериментальной установки

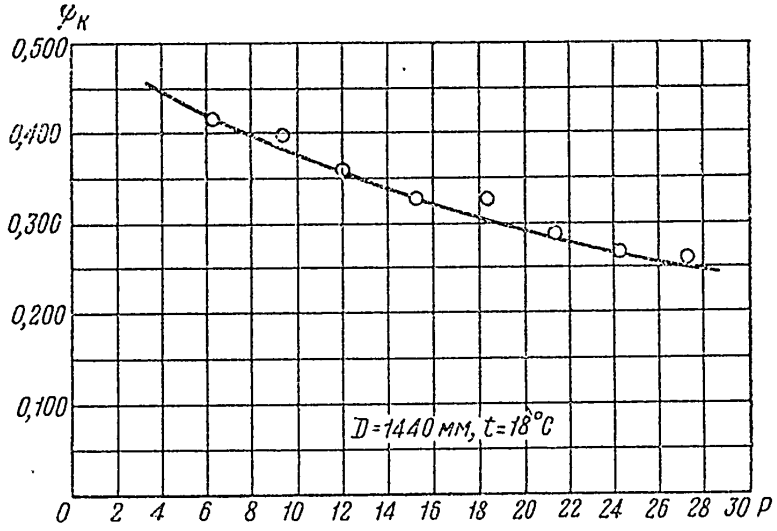
креплены рельсы *4* типа I-а, которые установлены на стандартные железнодорожные подкладки, что создаёт нормальное взаиморасположение рельсов и сегментов. На стенде рельсы расположены головкой вниз, давление на рельсы осуществляется от сегментов снизу вверх, что сделано из чисто конструктивных соображений.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

На плите пресса *А* установлена конструкция с роликом; последний при работе пресса *А* передаёт вертикальное усилие на два параллельно расположенных рычага *5*. Рычаги жёстко прикреплены при помощи болтов *8* к плите *2* пресса *Б*. Давление «колёс» (сегментов) на рельсы создаётся поршнем пресса *Б*, поворот «колёс» осуществляется прессом *А* посредством рычагов *5*.

Для фиксирования начала боксования к рельсу при помощи хомутика был прикреплён индикатор, остриё которого упиралось в торцевую часть сегмента. Испытания производились при



Фиг. 3. Кривая зависимости коэфициента сцепления колеса с рельсом от давления его на рельс при постоянной температуре

различных температурах воздуха, окружающего стенд (18 — 40°). Влажность воздуха поддерживалась постоянной.

Из условий равновесия системы сил (фиг. 2) получено следующее выражение для коэфициента сцепления $\psi_к$ (см. фиг. 2):

$$\psi_к = \frac{2KL}{(P+K)D_к}, \qquad (6)$$

где L — плечо рычага, приводящего в движение «сцепную ось», в *м*;

K — усилие, передаваемое прессом *А* на рычаг, в *кг*;

P — сила нажатия «сцепной оси» (сегментов) на рельсы до действия рычагов в *кг*;

$D_к$ — диаметр колеса в *м*.

Выражение (6) дало возможность определить зависимость коэфициента сцепления колеса при трогании с места от давления его на рельсы при постоянном диаметре $D_к$ для различных температур (фиг. 3 и 4).

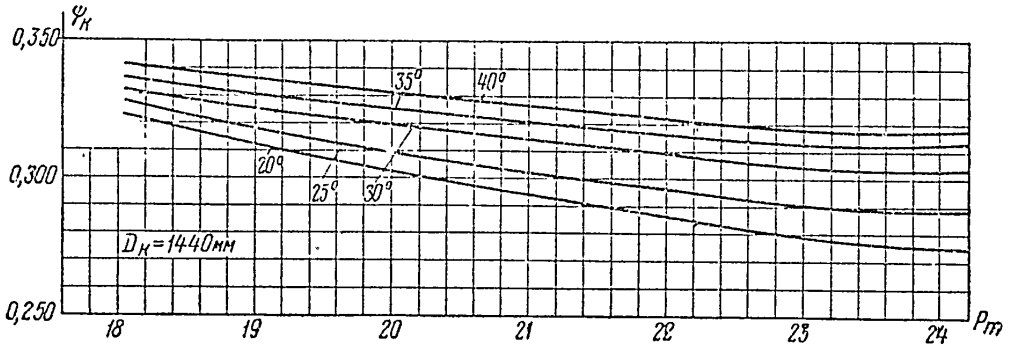
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

График $\psi_к = f(P)$ показывает, что коэфициент сцепления колеса с рельсом при трогании с места уменьшается по мере увеличения давления колеса на рельс.

Так, например (см. фиг. 3), при постоянной температуре, равной 18°, при давлении 6,0 m $\psi_к = 0{,}42$, а при давлении 24,0 m $\psi_к = 0{,}271$, т. е. увеличение давления в четыре раза вызвало уменьшение коэфициента сцепления в 1,56 раза.

Надо полагать, что с увеличением силы нажатия колеса на рельс площадь контакта возрастает непропорционально силе, в связи с чем удельные давления растут; это вызывает уменьшение коэфициента сцепления.



Фиг. 4. Кривая зависимости коэфициента сцепления колеса с рельсом от давления его на рельс при различных температурах

Зависимость $\psi_к = f(P)$ при постоянном значении температуры представляет собой кривую; однако в пределах нажатий $P = 10 \div 30$ m, производя аппроксимацию функции, можно получить

$$\psi_к = A - BP. \quad (7)$$

Для нашего случая при диаметре колеса $D_к = 1\,440$ *мм* и температуре $t = 18°$

$$\psi_к = 0{,}460 - 0{,}008135\,P. \quad (8)$$

Зависимость (7) показывает, что при проектировании мощных локомотивов для реализации большего коэфициента сцепления рациональнее идти по пути увеличения количества сцепных осей, а не давления на ось.

Исследование также показало, что коэфициент сцепления по мере увеличения температуры окружающей среды, при неизменной влажности и постоянном нажатии несколько увеличивается. Так, в интервале температур 18 — 40° коэфициент сцепления изменился от 0,301 до 0,330. Значение его возрастало в среднем на 0,0013 при повышении температуры на 1°. Мы полагаем, что поправку на температурный режим в расчётах можно принимать по кривым (см. фиг. 4).

При проектировании локомотива и выборе диаметра сцепного колеса, помимо чисто конструктивных соображений, должно

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

приниматься во внимание также и влияние величины диаметра колеса на коэфициент сцепления.

Исследование показало, что при одних и тех же давлениях и температурах коэфициент сцепления при трогании с места выше у колёс с бóльшим диаметром (см. таблицу).

Нагрузка на колёса в *кг*	6 040	9 060	12 080	15 100	18 120	21 400	24 160	27 180
Коэфициент сцепления при $D_к$ = =1 440 *мм*	0,423	0,406	0,350	0,336	0,327	0,292	0,271	0,267
Коэфициент сцепления при $D_к$ = = 836 *мм*	0,419	0,395	0,344	0,313	0,278	0,249	0,285	0,206

Как видно из таблицы, влияние диаметра колеса на $\psi_к$ сказывается в большей мере при значительных нажатиях. Так, например, при давлении в 6 040 *кг* $\psi_{к_1} - \psi_{к_2} = 0{,}004$, а при 27 180 *кг* $\psi_{к_1} - \psi_{к_2} = 0{,}061$.

Влияние диаметра колеса на изменение коэфициента сцепления представляет реально ощутимую величину.

Проведённое исследование дало возможность выявить влияние давления, температуры и диаметра колеса на физический коэфициент сцепления колеса с рельсом при трогании с места.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Канд. техн. наук доц. В. Т. СЕРЕДА

РАСЧЁТ ДОПУСКОВ НА ДЛИНЫ ЗВЕНЬЕВ ПАРОВОЗНОГО ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

Как известно, ошибка положения золотника выражается на основе принципа независимости действия первичных ошибок [1] так:

$$\Delta x = \sum_s i_s \Delta q_s = \sum_s \Delta x_s,$$

где Δq_s — первичные геометрические ошибки звеньев и монтажных размеров механизма (случайные для серии механизмов);

i_s — передаточные отношения первичных ошибок к золотнику;

Δx_s — частные ошибки положения золотника от каждой первичной ошибки механизма.

Максимальная ошибка положения золотника будет, очевидно, отвечать предельным значениям первичных ошибок $\Delta q_s = \delta_s$ и условию арифметического суммирования частных ошибок. При таком суммировании предполагается, что все частные ошибки имеют одинаковый знак. Вероятность получения такой максимальной ошибки ничтожно мала, так как сочетание в одном экземпляре механизма одних предельных значений и пикового суммирования весьма мало вероятно [2].

Практически предельная ошибка положения золотника при известных условиях определяется в соответствии с законами теории вероятностей как средняя квадратическая максимальных частных ошибок положения золотника

$$\xi = \sqrt{\sum_s (\Delta x_s)^2} = \sqrt{\sum_s i_s^2 \delta_s^2}, \qquad (1)$$

где δ_s — половина поля допуска.

Квадратическое суммирование частных ошибок допускается при следующих вполне реальных для паровозных механизмов условиях:

1) первичные ошибки или допуски симметричны относительно номинала. При этом условии систематическая ошибка положения золотника будет равна нулю; предельная ошибка по формуле (1) будет случайной;

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

2) закону распределения Гаусса подчиняются как первичные, так и частные ошибки;

3) за пределы поля допуска выходит одинаковый процент как первичных, так и частных ошибок.

Выяснение действительных законов распределения первичных ошибок в длинах звеньев, происходящих от обработки и износа звеньев механизма при дальнейших исследованиях может внести изменения в принятые здесь допущения.

Практически предельная ошибка положения золотника ξ и передаточные отношения первичных ошибок i_s являются переменными, зависящими от угла поворота кривошипа α.

Очевидно, расчёт допусков по формуле (1) нужно вести по максимальному значению предельной ошибки и соответствующим этому значению ξ_{max} передаточным отношениям первичных ошибок. Подробными исследованиями для паровоза серии ФД мы нашли, что ξ_{max} имеет место в различных случаях при $\alpha = 210 \div 240°$ (при отсчёте угла α по часовой стрелке от крайнего переднего положения).

Выбор численного значения ξ_{max}. Численные значения максимально допустимых ошибок положения золотника должны регламентироваться специальными техническими условиями на допустимые погрешности внутреннего парораспределения паровоза, которые, к сожалению, до сих пор не установлены.

Мы приняли весьма близкое к действительности допущение, что максимальная предельная ошибка положения золотника идёт на увеличение наибольшего открытия паровпускного окна a, т. е. $\xi_{max} = \Delta a_{max}$.

Это допущение позволяет установить связь между ошибкой положения золотника и ошибкой в отсечке $\Delta\varepsilon$, по известным из паспортов паровозов графическим зависимостям наибольшего открытия паровпускного окна a от отсечки ε

$$a_{max} = f(\varepsilon).$$

Для паровоза серии ФД эта связь имеет вид [3]: (2)

$$\lg \Delta\varepsilon = \lg \Delta a_{max} - 1{,}52\,\varepsilon - 1{,}234;$$

при $\Delta a_{max} = \xi_{max} = 1$ *мм* фактические отсечки $\varepsilon_{факт} = \varepsilon_{ном} + \Delta\varepsilon$ не выходят за пределы истинных отсечек, имевших место на опытном паровозе серии ФД № 20-107 [4]. В связи с тем, что парораспределительный механизм паровоза серии ФД спроектирован рационально, можно принять допустимой предельную ошибку, равную 1 *мм*.

При расчёте допусков по единичному значению предельной ошибки переход к допускам, отвечающим другим значениям $\xi_{max} = k$ *мм*, заключается в умножении единичных допусков на k.

Принципы распределения допусков по звеньям. Задача расчёта допусков на длины звеньев механизма по

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

формуле (1), обеспечивающих заданную предельную ошибку положения ξ_{max}, является неопределённой, так как распределение допусков по звеньям может быть выбрано самыми различными способами.

Так, например, можно принять, что все допуски:

1) в длинах звеньев одинаковы для всех звеньев;
2) по величине пропорциональны длинам звеньев;
3) произвольны, но удовлетворяют формуле (1);
4) назначены так, что все частные ошибки положения золотника Δx_s одинаковы.

Применение любого из указанных способов вносит определённость в решение поставленной задачи.

Критерием для выбора того или другого способа распределения допусков должно служить соответствие этого способа тем закономерностям, какие наблюдаются при тех или иных типовых технологических процессах производства деталей механизма.

Основным технологическим процессом получения длин звеньев парораспределительного механизма при постройке паровоза является автоматическое получение размеров путём сверления отверстий деталей в специальных приспособлениях — кондукторах, а при ремонте путём свободного сверления по разметке.

В полученные таким образом отверстия запрессовываются стальные втулки с шлифованными внутренними поверхностями.

Примем следующую закономерность роста допусков на длины механизма

$$\delta = \pm (a + cl), \tag{3}$$

где a и c — постоянные для каждого класса точности, зависящие от условий производства;
l — длина звена.

Закономерность этого вида принята стандартами для штриховых мер (штангели, штихмасы и др.) и переносится на кондукторы и изделия при их изготовлении во время обмеров при помощи штихмасов, штангелей.

При выбранной зависимости допусков от длин звеньев и при обработке длин всех звеньев по одному классу точности предельную ошибку положения золотника можно записать так:

$$\xi_{max} = \sqrt{\sum_s i_s^2 (a + cl_s)^2} \tag{4}$$

или

$$\xi_{max} = \sqrt{a^2 \sum_s i_s^2 + c^2 \sum_s i_s^2 l_s^2 + 2ac \sum_s i_s^2 l_s}$$

или

$$A = a^2 + c^2 B + 2acD, \tag{5}$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

где $$A = \frac{\xi_{max}^2}{\sum_s i_s^2};\ B = \frac{\sum_s i_s^2 l_s^2}{\sum_s i_s^2};\ D = \frac{\sum_s i_s^2 l_s}{\sum_s i_s^2}.$$

Значения A, B и D определяются через известные зависимости $i_s(\alpha)$ для экстремального значения угла поворота кривошипа α (отвечающего ξ_{max}). Они являются постоянными для механизма данной серии.

При обработке длин звеньев механизма по разным классам точности четвёртый способ распределения допусков по звеньям обеспечивает наиболее простое решение поставленной задачи. Случай равенства частных ошибок Δx_s аналогичен известному в математической статистике принципу равных влияний, применяемому при определении допустимых погрешностей нескольких независимых величин для получения предписанной погрешности как функции от этих величин.

В силу равенства частных предельных ошибок

$$\Delta x_1 = \Delta x_2 = \ldots = \Delta x_s,$$

где s — число первичных ошибок.

Предельная ошибка механизма выразится так:

$$\xi_{max} = \sqrt{s i_i^2 \delta_i^2} = \sqrt{s}\,[i_i (a + c l_i)]. \qquad (6)$$

Отсюда получим следующую систему уравнений для определения допусков:

$$\delta_i = \pm (a + c l_i) = \frac{\xi_{max}}{\sqrt{s \cdot i_i}}. \qquad (7)$$

Полученные из выражения (7) значения δ_i разбиваем на 2—3 класса точности в зависимости от диапазона этих значений.

Разбивку длин звеньев на интервалы можно принять аналогичной разбивке диаметров по ГОСТ 2689-44 для значений их от 500 до 10 000 *мм* (по геометрической прогрессии со знаменателем 1,25), а при длинах меньше 500 *мм* — со знаменателем 1,6.

Из формулы (7) следует, что чем больше i_i, тем по более высокому классу точности нужно обрабатывать размер звена по длине. Те звенья механизма, для которых получатся большие значения δ_i, выходящие за рамки принятых классов, нужно обрабатывать по средней экономической точности обработки.

Расчётное положение механизма. Расчёт допусков нужно вести по значениям $i_s(\alpha)$, отвечающим положению механизма при ξ_{max}. Но эти положения механизма будут различными для постоянных значений первичных ошибок a и для первичных ошибок, пропорциональных длинам звеньев (cl). Так, например, для паровоза серии ФД оказалось: если для всех звеньев $\delta = 1$, то ξ_{max} будет: при $\alpha = 240°$ (отсчёт α производится по часовой стрелке от

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

крайнего переднего положения); при $\delta_s = 0{,}001\, l_s\, \xi_{max}$ наблюдается при $\alpha = 210°$. Поэтому для паровоза серии ФД расчёт допусков нужно вести по значениям передаточных отношений $i_{i_{\alpha=240°}}$ и $i_{i_{\alpha=210°}}$.

По полученным двум значениям допусков для каждого звена $\delta_{i_{\alpha=240°}}$ и $\delta_{i_{\alpha=210°}}$ берём среднее значение $\delta_{i_{cp}}$. По средним значениям допусков и длинам звеньев устанавливаются коэфициенты a и c для каждого класса точности. Это «осреднение» рассчитанных допу-

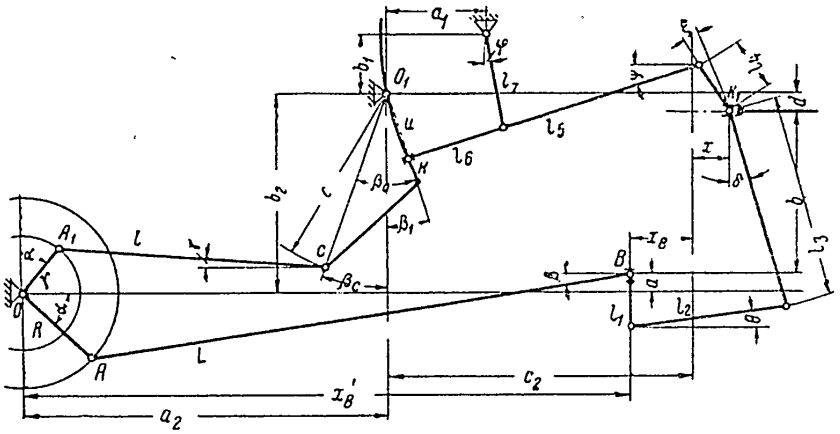


Схема паровозного парораспределительного механизма

сков даёт весьма незначительные отклонения от истинного значения, так как расчётные положения механизмов будут всегда близкими.

Расчёт допусков на длины звеньев механизма паровоза серии ФД.

По ранее высказанным соображениям принимаем $\xi_{max} = 1$ *мм*; число первичных ошибок звеньев и монтажных размеров механизма, регламентируемых допусками, $s = 22$. Тогда по формуле (7) получим

$$\delta_i = \frac{\xi_{max}}{\sqrt{s i_i}} = \frac{1}{\sqrt{22 i_i}} = \frac{0{,}213}{i_i}\ мм,$$

В табл. 1 приведены значения $i_{i_{\alpha=240°}}$ и $i_{i_{\alpha=210°}}$, полученные нами по методу диференциальных проекций [6] и соответствующие допуски $\delta_{i_{\alpha=240°}}$ и $\delta_{i_{\alpha=210°}}$, а также $\delta_{i_{cp}}$.

Обозначения звеньев и монтажных размеров приведены на фигуре.

Очевидно, что назначать допуски на обработку длин нужно только для тех звеньев и монтажных размеров, для которых δ_l меньше допусков на свободные размеры или допусков, получаемых по средней экономической точности обработки. К ним относятся: L, r, l_4, l_5, c, отгиб маятника на угол ξ_1, l_7, b_1, a_2, c_2

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Таблица 1

Звенья и монтажные размеры	$i_{i_{\alpha=240°}}$	$\delta_{i_{\alpha=240°}}$ в мм	$i_{i_{\alpha=210°}}$	$\delta_{i_{\alpha=210°}}$ в мм	$\delta_{i_{ср}}$ в мм
L	0,164	1,30	0,169	1,26	1,28
r	0,255	0,84	0,400	0,53	0,68
l_4	0,452	0,47	0,322	0,66	0,55
l	0,410	0,52	0,433	0,49	0,50
l_5	0,870	0,24	0,837	0,25	0,24
c	0,242	0,88	0,292	0,73	0,80
$l_4\xi_1$*	0,740	0,29	0,828	0,26	0,27
l_7	0,270	0,79	0,394	0,54	0,66
b_1	0,270	0,79	0,393	0,54	0,66
a_2	0,402	0,53	0,425	0,50	0,51
c_2	0,836	0,25	0,810	0,26	0,25
R	0,146	1,46	0,096	2,22	1,84
l_2	0,164	1,30	0,169	1,26	1,28
l_3	0,061	3,5	0,021	10,0	6,8
l_6	0,045	4,75	0,105	2,0	3,37
b	0,0014	15,2	0,018	12,1	13,6
a_1	0,011	19,4	0,027	7,9	13,6
a	0,075	2,84	0,064	3,32	3,08
b_2	0,075	2,84	0,064	3,32	3,08
d	0,202	1,05	0,220	0,97	1,01
α	0,075	2,82	0,137	1,55	2,18
α_1	0,320	0,67	0,166	1,28	0,97

* $l_4\,\xi_1$ — отгиб маятника.

Все остальные звенья нужно обрабатывать по допускам на свободные размеры

$$R,\ l_2,\ l_3,\ l_6,\ b,\ a_1,\ a,\ b_2,\ d.$$

Полученные расчётом допуски укладываются в три класса точности. Обозначим их условно классами A, B и C, пока без всякой связи с общепринятыми классами точности для диаметральных размеров по ОСТ:

$$\delta_A = \pm\left(0{,}125 + \frac{l}{12\,000}\right) мм; \tag{8}$$

$$\delta_B = \pm\left(0{,}250 + \frac{l}{6\,000}\right) мм; \tag{9}$$

$$\delta_C = \pm\left(0{,}500 + \frac{l}{3\,000}\right) мм. \tag{10}$$

В табл. 2 приведены допуски для звеньев пораспределительного механизма паровоза серии ФД, вычисленные по предлагаемым классам точности.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Таблица 2

Звенья и монтажные размеры	Номинальные размеры в *мм*	$\delta i_{ср}$ в *мм*	Допуски в *мм*			Допуски одного класса точности в *мм*
			Класс А	Класс В	Класс С	
L	3 025	1,28	—	—	1,45	1,1
r	225	0,68	—	—	0,58	0,45
l_4	150	0,55	—	—	0,55	0,40
l	1 710	0,50	—	0,55	—	0,80
l_5	1 800	0,24	0,28	—	—	0,80
c	650	0,80	—	—	0,74	0,53
$l_4\xi_1$	15	0,27	—	0,25	—	0,35
l_7	350	0,66	—	—	0,60	0,44
b_1	150	0,66	—	—	0,55	0,39
a_2	1 838	0,51	—	0,55	—	0,80
c_2	1 797	0,25	0,28	—	—	0,80

Таким образом, по высшему классу точности А нужно обрабатывать длину золотниковой тяги l_5 и монтажный размер c_2.

По классу точности В обрабатывать: кулисную тягу l, отгиб маятника ξ_1 и монтажный размер a_2 — от оси ведущего колеса до оси качания кулисы.

По классу точности С изготовляются: длина шатуна L, радиус контркривошипа r (установочный допуск для плеча контркривошипа), верхнее плечо маятника l_4, длина кулисы от оси качания до точки захвата c, длина подвески золотниковой тяги l_7, монтажный размер установки переводного вала b_1.

Допуски по классам (табл. 2) вычислены по формулам (8), (9) и (10) для средних значений длин в интервалах по ГОСТ 2689-44.

Расчёт допусков одного класса точности производится по формуле (5). Значения коэфициентов A, B и D находим для положений механизма, соответствующего $\alpha = 240°$ и $\alpha = 210°$. По полученным коэфициентам находим значения $a_{\alpha=240°}$ и $a_{\alpha=210°}$, а также $c_{\alpha=240°}$ и $c_{\alpha=210°}$ и берём средние их значения. Подробные подсчёты позволяют описать допуски всех звеньев и монтажных размеров формулой

$$\delta_s = \pm \left(0{,}350 + \frac{l_s}{4\,000}\right) \text{мм}. \qquad (11)$$

Этот класс точности занимает среднее положение между классами В и С предыдущего расчёта. Допуски по формуле (11) приведены в последней графе табл. 2.

Обработка всех звеньев по одному классу точности считается более рациональной.

Предлагаемые здесь классы точности А, В и С, а также единый класс точности обработки длин звеньев паровозного парораспределительного механизма могут послужить основой для установления как общегосударственных, так и ведомственных

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

стандартов или норм допусков на длины звеньев парораспределительных механизмов.

Однако впредь до установления этих норм или стандартов можно обходиться стандартной системой допусков для круглых изделий, симметричных относительно номинальных длин звеньев парораспределительных механизмов.

1. Для деталей длиной свыше 500 *мм*, обрабатываемых по классам А и В (см. табл. 2), можно принять IIIа класс точности по ГОСТ 2689-44.

2. Для деталей длиной свыше 500 *мм*, отнесённых к классу С, а также для звеньев, обрабатываемых по допускам на свободные размеры, можно принять IV класс точности по ГОСТ 2689-44.

3. Для деталей длиной менее 500 *мм* всех классов А, В и С можно принять допуски по V классу ОСТ 1015.

Рекомендуемые здесь стандартные классы точности обработки длин звеньев парораспределительных механизмов вполне достижимы при принятых в паровозостроении технологических процессах [5].

Предлагаемые нами системы допусков на длины звеньев паровозного парораспределительного механизма, рассчитанные на примере паровозов серии ФД, можно распространить и на другие серии паровозов. Эти допуски будут менее жёсткими, а значит и менее трудоёмкими, чем допуски, применяемые в настоящее время в паровозостроении и при изготовлении запасных частей для паровозов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бруевич Н. Г. Точность механизмов. ГИТТЛ, 1946.

2. Бородачев Н. А. Анализ качества и точности производства. Машгиз, 1946.

3. Середа В. Т. Критерий качества внутреннего парораспределения и его связь с ошибкой положения золотника. Труды ХИИТ им. С. М. Кирова, вып. XX. Трансжелдориздат, 1949.

4. Гурский П. А. Главнейшие результаты испытаний серийного паровоза серии ФД. Труды НИИЖТ, вып. 23. Трансжелдориздат, 1937.

5. Лесохин А. Ф. Допуски и технические измерения. Оборонгиз, 1946.

6. Середа В. Т. Исследование ошибок механизмов высших классов и порядков. Труды семинара по ТММ, т. XI, вып. 41.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Канд. техн. наук доц. В. Т. СЕРЕДА

ОШИБКА ПОЛОЖЕНИЯ ЗОЛОТНИКА ОТ ЗАЗОРОВ ПАРОВОЗНОГО МЕХАНИЗМА И РАСЧЁТ ДОПУСКОВ ДЛЯ ЗАЗОРОВ

Наличие зазоров в звеньях паровозного парораспределительного механизма приводит к несогласованности движений золотника с движениями поршня в цилиндре паровой машины. Последнее уменьшает полезную работу пара в цилиндрах, вызывая излишнее мятие его в процессе впуска. Зазоры вызывают излишние динамические усилия в узлах соединения отдельных кинематических пар; это приводит к быстрейшему износу шарнирных соединений. В связи с этим необходимо знать величину ошибки положения золотника с тем, чтобы правильно рассчитывать величину зазоров в соединении отдельных звеньев механизма. В настоящей работе рассматривается 16 ошибок, характеристика которых приведена в работе [1].

Для определения ошибки положения золотника от зазоров в кинематических парах механизма необходимо предварительно определить силы взаимодействия звеньев во всех шарнирах и поступательных парах.

Определение этих сил лучше всего проводить по методу планов сил [2], при известных силах инерции звеньев и сопротивления передвижению золотника.

Это метод применительно к рассматриваемому нами парораспределительному механизму детально разработан И. Н. Мучкиным [3], который построил годографы сил в кинематических парах механизма, возникающих от сил инерции звеньев.

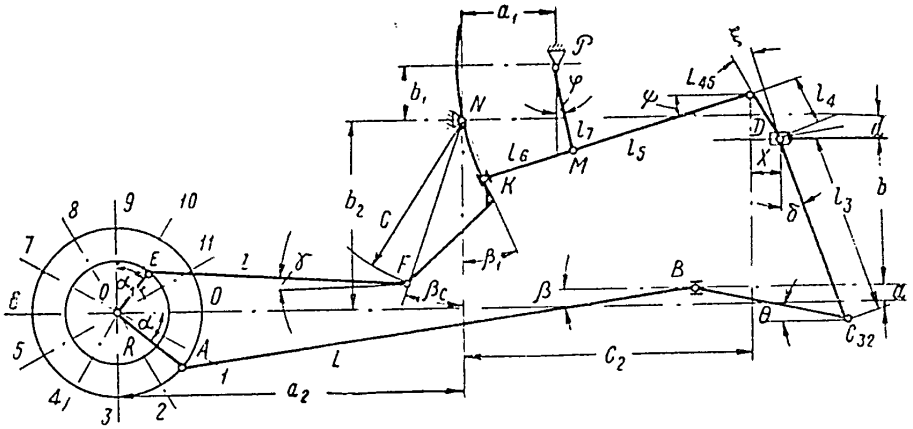
Дополнив планы сил, приведённые в работе И. Н. Мучкина, силами сопротивления передвижению золотника и силами трения в кинематических парах, можно построить полные годографы сил взаимодействия. Чувствительное влияние сил трения на направление полных реакций в кинематических парах имеет место только при углах давления [1], близких к нулю. Этого не наблюдается в рассматриваемом нами случае, поэтому можно принять направления сил взаимодействия в механизме паровоза серии ФД по годографам И. Н. Мучкина.

[1] Под углом давления в стержневом механизме следует понимать угол между направлениями векторов: силы взаимодействия звеньев и скорости точки приложения этой силы.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

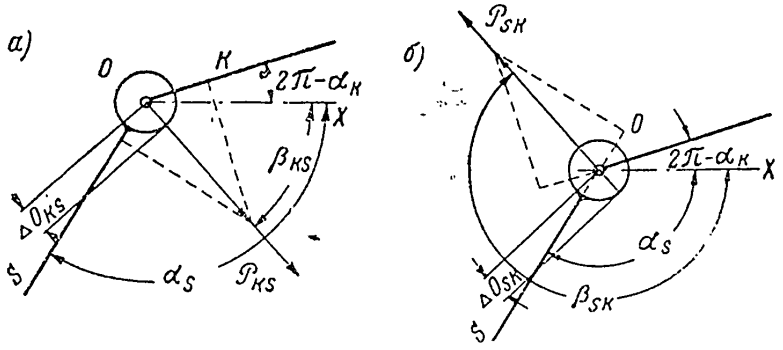
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Направления этих сил в дальнейшем определяются углом между положительным направлением оси абсцисс и направлением вектора силы, действующей в шарнире, с отсчётом этого угла по часовой стрелке от оси абсцисс Обозначение углов принято β_{ks}, по аналогии с рассматриваемой в шарнире силой P_{ks}, действующей от звена k на звено s.



Фиг. 1. Схема парораспределительного механизма паровоза

Шарниры обозначены строчными буквами латинского алфавита (фиг. 1), а перемещения в шарнирах и поступательных парах на величину зазора обозначаются теми же буквами, но со значком Δ (дельта) впереди и индексами, указывающими направление перемещения.



Фиг. 2. Проекции перемещения в шарнире O

Так, например, ΔO_{ks} обозначает перемещение в шарнире O звена k по отношению к звену s на величину зазора ΔO (фиг. 2).

Углы, определяющие положения звеньев механизма, обозначены на фиг. 1 через

$$\alpha,\ \alpha_1,\ \beta,\ \beta_1,\ \beta_c,\ \gamma,\ \delta,\ \varphi,\ \psi,\ \theta.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

В табл. 1 приведены значения этих углов в градусах для 12 положений механизма паровоза серии ФД (см. фиг. 1).

Обозначим углы, составляемые звеньями κ и s с положительным направлением оси $o-x$, соответственно через α_κ и α_s (см. фиг. 2).

Чтобы оценить влияние элементарного перемещения в шарнире на длины звеньев, будем проектировать его на направления осей звеньев κ и s. Обозначим эти проекции через $\Delta\kappa_0$ — проекция на ось звена κ и Δs_0 — проекция на ось звена s. На фиг. 2, *а* перемещения $\Delta O_{\kappa s}$ и его проекции $\Delta\kappa_0$, Δs_0 показаны в увеличенном виде.

Выражения для проекций перемещения на оси звеньев получим по фиг. 2,*а*:

$$\Delta\kappa_0 = \Delta O_{\kappa s}\cos(2\pi - \alpha_\kappa + \beta_{\kappa s}) = \Delta O_{\kappa s}\cos(\alpha_\kappa - \beta_{\kappa s});$$
$$\Delta s_0 = \Delta O_{\kappa s}\cos(\alpha_s - \beta_{\kappa s}).$$

Эти проекции перемещения в шарнире можно рассматривать как конечные малые приращения длин звеньев κ и s; частную ошибку положения золотника от зазора в шарнире получим как сумму частных ошибок от проекций перемещения в шарнире на оси звеньев:

$$i_\kappa\,\Delta\kappa_0 + i_s\,\Delta s_0 = \Delta O_{\kappa s}[i_\kappa\cos(\alpha_\kappa - \beta_{\kappa s}) + i_s\cos(\alpha_s - \beta_{\kappa s})].$$

Выражение в квадратных скобках представляет собой передаточное отношение от зазора в шарнире O к золотнику. Обозначим его через i_0:

$$i_0 = i_\kappa\cos(\alpha_\kappa - \beta_{\kappa s}) + i_s\cos(\alpha_s - \beta_{\kappa s}),$$

здесь i_κ и i_s — передаточные отношения для ошибок в длинах звеньев κ и s.

Частная ошибка положения золотника от зазора в шарнире O выразится

$$\Delta x_{\kappa s} = i_0\,\Delta O_{\kappa s}.$$

Рассмотрим действие в шарнире силы $P_{s\kappa} = -P_{\kappa s}$, направленной под углом $\beta_{s\kappa} = \beta_{\kappa s} + \pi$ (фиг. 2,*б*). Эта сила вызовет перемещение в шарнире звена s по отношению к звену κ на величину зазора $\Delta O_{s\kappa}$. Этот зазор выбирается в том же месте контакта звеньев s и κ, что и в предыдущем случае, но направление перемещения будет противоположным, т. е. $\Delta O_{s\kappa} = -\Delta O_{\kappa s}$.

Спроектировав малое перемещение в шарнире на оси звеньев κ и s, получим аналогично предыдущему:

$$\Delta\kappa_0 = \Delta O_{s\kappa}\cos(\beta_{s\kappa} - \pi + 2\pi - \alpha_\kappa) = -\Delta O_{s\kappa}\cos(\alpha_\kappa - \beta_{s\kappa});$$
$$\Delta s_0 = \Delta O_{s\kappa}\cos(\alpha_s - \beta_{s\kappa} + \pi) = -\Delta O_{s\kappa}\cos\alpha_s - \beta_{s\kappa});$$
$$\Delta x_{s\kappa} = \Delta O_{s\kappa}[-i_\kappa\cos(\alpha_\kappa - \beta_{s\kappa}) - i_s\cos(\alpha_s - \beta_{s\kappa})] =$$
$$= -i_0\,\Delta O_{s\kappa}.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Таблица 1

№ положений	α	β	η_1	γ	β_c	β_1	θ	δ	φ	ψ
0—12	0—360°	0°54′	3°10′	4°	12°50′	7°10′	—3°	19°30′	10°20′	11°20′
1	30°	4°22′	26°50′	3°30′	2°20′	17°40′	—6°30′	12°30′	18°	11°
2	60°	6°30′	56°50′	1°	— 5°30′	25°30′	—8°10′	0°	22°40′	10°20′
3	90°	7°52′	86°50′	— 2°40′	— 8°30′	28°30′	—6°	—13°10′	24°20′	10°10′
4	120°	6°30′	116°50′	— 6°30′	— 5°20′	25°20′	—0°40′	—25°	22°10′	10°
5	150°	4°22′	146°50′	— 9°10′	2°40′	17°20′	4°	—32°30′	17°	10°
6	180°	0°54′	176°50′	—11°10′	13°30′	6°30′	4°	—32°	9°40′	11°20′
7	210°	—2°35′	+206°50′	—11°40′	24°30′	— 4°30′	—0°30′	—24°10′	1°20′	11°
8	240°	—4°40′	+236°50′	—10°30′	32°10′	—12°10′	—6°	—13°	— 4°	11°30′
9	270°	—6°03′	— 93°10′	— 7°	34°20′	—14°20′	—7°50′	1°	— 5°	11°30′
10	300°	—4°40′	— 63°10′	— 2°20′	30°30′	—10°30′	—6°20′	11°	— 2°30′	11°20′
11	330°	—2°35′	— 33°10′	— 1°40′	22°20′	— 2°20′	—3°50′	19°10′	2°50′	11°

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Если заменить $\Delta O_{sк}$ через $-\Delta O_{кs}$, то получим $\Delta x_{sк} = i_0 \Delta O_{кs}$; таким образом, значения частных ошибок в обоих случаях получились одинаковыми, т. е. $\Delta x_{sк} = \Delta x_{кs}$, что указывает на правильность метода учёта зазора в шарнире и на возможность рассматривать действие любой из сил взаимодействия двух звеньев.

Указанный здесь метод учёта влияния зазоров на ошибку положения ведомого звена механизма является приближённым, так как проекции перемещения в шарнире на оси звеньев являются зависимыми ошибками; предельная же ошибка положения ведомого звена механизма [см. формулу (15)] определяется из условия независимости первичных ошибок.

Для уточнения расчётной формулы (15) нужно при вычислении дисперсии ошибки положения ведомого звена ввести для этих попарных, зависимых ошибок соответствующие коэфициенты корреляции [11].

Однако достигаемое уточнение, дающее громоздкие расчётные формулы, не вносит существенных изменений в рассчитываемые допуски и укладывается в те неизбежные округления их, какие всегда имеют место при переходе от рассчитанных допусков к стандартным.

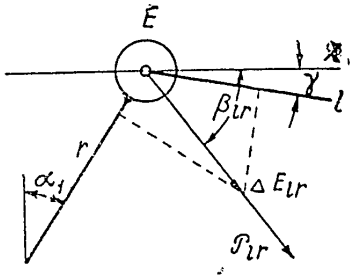
1. Передаточные отношения ошибок-зазоров в кинематических парах пороораспределительного механизма

Рассмотрим шарнир E соединения кулисной тяги l с пальцем контркривошипа r (фиг. 3).

Перемещение звена l по отношению к звену r в шарнире E на величину ΔE_{lr} произойдёт по направлению силы P_{lr}; проекции этого перемещения на оси звеньев l и r равны:

$$\Delta l_E = \Delta E_{lr} \cos(\beta_{lr} - \gamma);$$

$$\Delta r_E = \Delta E_{lr} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_{lr} + \alpha_1\right) = \Delta E_{lr} \sin(\beta_{lr} - \alpha_1).$$



Фиг. 3. Проекции перемещения в шарнире E

Передаточное отношение ошибки ΔE_{lr} к золотнику получим из суммы частных ошибок положения (от проекций перемещения в зазоре на оси звеньев l и r):

$$\Delta x_{,r} = i_l \Delta l_E + i_r \Delta r_E = \Delta E_{lr} [i_l \cos(\beta_{lr} - \gamma) + i_r \sin(\beta_{lr} - \alpha_1)].$$

Следовательно,

$$i_E = i_l \cos(\beta_{lr} - \gamma) + i_r \sin(\beta_{lr} - \alpha). \qquad (1)$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Для шарнира F, где соединяются кулисная тяга l с кулисой, имеющей радиус качания точки захвата c (фиг. 4), получим:

$$\Delta l_F = \Delta F_{cl} \cos(\beta_{cl} - \gamma);$$

$$\Delta c_F = \Delta F_{cl} \cos\left(\frac{\pi}{2} + \beta_{cl} + \beta_c\right) = \Delta F_{cl} \sin(\beta_{cl} + \beta_c).$$

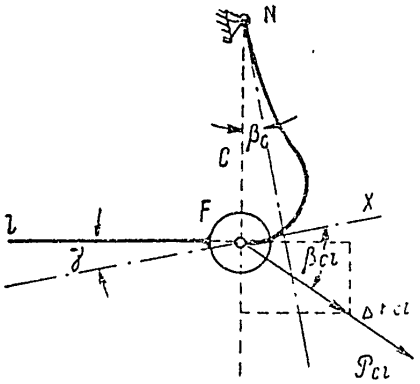
Тогда частная ошибка

$$\Delta x_{cl} = \Delta F_{cl} [i_l \cos(\beta_{cl} - \gamma) + i_c \sin(\beta_{cl} + \beta_c)].$$

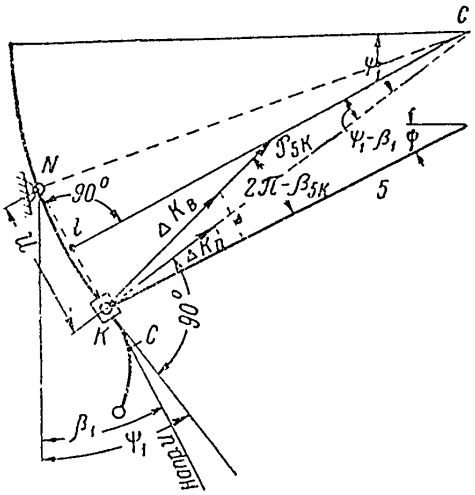
Следовательно, передаточное отношение

$$i_F = i_l \cos(\beta_{cl} - \gamma) + i_c \sin(\beta_{cl} + \beta_c). \qquad (2)$$

В узле K соединяются: кулиса, кулисный камень и золотниковая тяга (фиг. 5). При движении здесь выбираются и



Фиг. 4. Проекции перемещения в шарнире F



Фиг. 5. Проекции перемещения в узле K

передаются к золотнику два зазора: зазор между кулисным камнем K и кулисой C ($\Delta\kappa_{KC}$) и зазор между золотниковой тягой l_5 и осью камня кулисы K ($\Delta\kappa_{5K}$).

Обозначим первый из них через $\Delta\kappa_п$ (зазор в поступательной паре), второй — через $\Delta\kappa_в$ (зазор во вращательной паре).

Перемещение $\Delta\kappa_в$ проектируем на направление оси звена 5 и на радиус качания кулисного камня u:

$$\Delta l_{5вк} = \Delta\kappa_в \cos(2\pi - \beta_{5K} - \psi) = \Delta\kappa_в \cos(\beta_{5K} + \psi);$$

$$\Delta u_{вк} = \Delta\kappa_в \cos\left(\beta_{5K} - \frac{3}{2}\pi + \beta_1\right) = -\sin(\beta_{5K} + \beta_1)\Delta\kappa_в.$$

Проекция $\Delta u_{вк}$ в дальнейшем исключается из рассмотрения, так как выводы передаточных отношений для ошибок в длинах

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

звеньев механизма произведены при исключении Δu как производной (вторичной) ошибки.

Перемещение за счёт зазора в поступательной паре $\Delta \kappa_n$ всегда направлено по радиусу кривизны кулисы KC с учётом направления проекции силы $P_{5\kappa}$ на ось звена l_5.

Проекция этого перемещения на ось звена 5

$$\Delta l_{5nK} = \Delta \kappa_n \cos(\beta_1 - \psi).$$

Тогда частная ошибка и передаточные отношения от зазоров в узле K будут

$$\Delta x_\kappa = i_5 (\Delta l_{5в\kappa} + \Delta l_{5nK}) = i_5 [\Delta \kappa_в \cos(\beta_{5\kappa} + \psi) + \Delta \kappa_n \cos(\beta_1 - \psi)];$$

для зазора во вращательной паре

$$i_{\kappa в} = i_5 \cos(\beta_{5\kappa} + \psi); \quad (3)$$

для зазора в поступательной паре

$$i_{\kappa n} = i_5 \cos(\beta_1 - \psi). \quad (4)$$

Последняя формула для определения $i_{\kappa n}$ является приближённой; при более точном расчёте вместо угла β_1 нужно брать угол ψ_1 между касательной к дуге кулисы радиусом l_5 и вертикалью (см. фиг. 5).

Для оценки погрешности приближённой формулы (4) найдём значение разницы углов $\psi_1 - \beta_1$.

Для этого в равнобедренном треугольнике NCK проведём высоту; половина угла при вершине этого треугольника равна $\psi_1 - \beta_1$; из прямоугольного треугольника ClK найдём

$$\frac{u}{2} l_5 \sin(\psi_1 - \beta_1).$$

Так как радиус кривизны кулисы $KC = l_5$, то

$$\sin(\psi_1 - \beta_1) = \frac{u}{2l_5}.$$

Для паровоза серии ФД при $\varepsilon = 0{,}6$, $u = 250$ *мм*, $l_5 = 1\,800$ *мм* получим

$$\sin(\psi_1 - \beta_1) = \frac{250}{2 \cdot 1\,800} = 0{,}07,$$

откуда

$$\psi_1 - \beta_1 = 4°.$$

При меньших значениях отсечки ε, а следовательно, и u эти углы будут ещё меньше, $\cos 4° = 0{,}9976$ можно принять за единицу и тогда вместо ошибки Δu по дуге кулисы можно брать $\bar{\Delta} u$ по хорде кулисы в силу очевидной зависимости

$$\bar{\Delta} u = \Delta u \cos(\psi_1 - \beta_1).$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Опора N (фиг. 6). В этой опоре перемещение на величину зазора ΔN проектируем на взаимно перпендикулярные направления монтажных расстояний: a_2—по горизонтали до вертикальной оси ведущего колеса и b_2 — по вертикали до горизонтальной оси сцепных колёс и на направление OF, для того чтобы учесть изменение радиуса качания точки захвата кулисы:

$$\Delta a_{2N} = \Delta N \cos \beta_{CO},$$

$$\Delta b_{2N} = \Delta N \sin \beta_{CO},$$

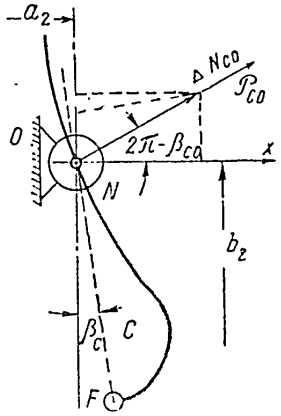
$$\Delta c_N = \Delta N \sin (\beta_{CO} + \beta_c).$$

Частная ошибка положения золотника от зазора в шарнире N будет

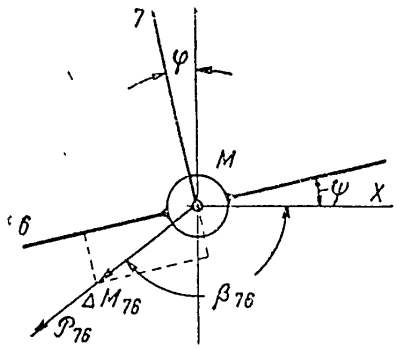
$$\Delta x_{CO} = i_{a_2} \Delta a_{2N} + i_{b_2} \Delta b_{2N} + i_c \Delta c_N =$$
$$= \Delta N [i_{a_2} \cos \beta_{CO} + i_{b_2} \sin \beta_{CO} + i_c \sin (\beta_{CO} + \beta_c)].$$

Передаточное отношение

$$i_N = i_{a_2} \cos \beta_{CO} + i_{b_2} \sin \beta_{CO} + i_c \sin (\beta_{CO} + \beta_c). \qquad (5)$$



Фиг. 6. Проекции перемещения в шарнире N



Фиг. 7. Проекции перемещения в шарнире M

Шарнир M (фиг. 7). Перемещение на величину зазора в шарнире M проектируем на направления осей звеньев 7 и 6:

$$\Delta l_{7M} = \Delta M_{7,6} \cos \left(\beta_{7,6} - \frac{\pi}{2} + \varphi\right) = -\Delta M_{7,6} \sin (\beta_{7,6} + \varphi);$$

$$\Delta l_{6M} = \Delta M_{7,6} \cos (\pi - \beta_{7,6} - \psi) = -\Delta M_{7,6} \cos (\beta_{7,6} + \varphi).$$

Последняя проекция показывает изменение размера l_6 золотниковой тяги или размера $l_5 - l_6$ в силу зависимости

$$\Delta l_6 = -\Delta (l_5 - l_6).$$

Частная ошибка положения золотника

$$\Delta x_{7,6} = i_7 \Delta l_{7M} + i_6 \Delta l_{6M} =$$
$$= \Delta M_{7,6} [-i_7 \sin (\beta_{7,6} + \varphi) - i_6 \cos (\beta_{7,6} + \varphi)];$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Передаточное отношение

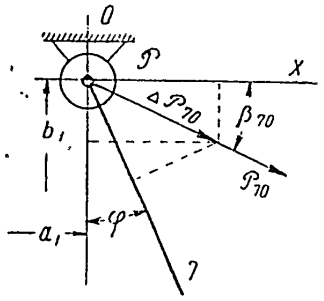
$$i_M = -[i_7 \sin(\beta_{7,6} + \varphi) + i_6 \cos(\beta_{7,6} + \varphi)]. \qquad (6)$$

Шарнир P (фиг. 8). Здесь перемещение в зазоре проектируется на направления монтажных расстояний a_1 и b_1 и на ось звена 7. Значения проекций:

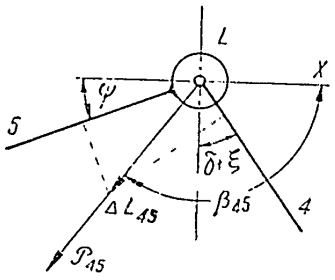
$$\Delta a_{1P} = \Delta P_{7o} \cos \beta_{7o};$$
$$\Delta b_{1P} = \Delta P_{7o} \sin \beta_{7o};$$
$$\Delta l_{7P} = \Delta P_{7o} \sin(\beta_{7o} + \varphi).$$

Частная ошибка положения золотника

$$\Delta x_{7o} = i_{a_1} \Delta a_{1P} + i_{b_1} \Delta b_{1P} + i_7 \Delta l_{7P} =$$
$$= \Delta P_{7o} [i_{a_1} \cos \beta_{7o} + i_{b_1} \sin \beta_{7o} + i_7 \sin(\beta_{7o} + \varphi)].$$



Фиг. 8. Проекции перемещения в шарнире P



Фиг. 9. Проекции перемещения в шарнире L

Передаточное отношение

$$i_P = i_{a_1} \cos \beta_{7o} + i_{b_1} \sin \beta_{7o} + i_7 \sin(\beta_{7o} + \varphi). \qquad (7)$$

Шарнир L (фиг. 9). Здесь перемещение на величину зазора ΔL_{45} проектируется на направления осей звеньев 5 и 4:

$$\Delta l_{4L} = \Delta L_{45} \cos\left(\beta_{45} - \frac{\pi}{2} + \delta + \xi\right) = -\Delta L_{45} \sin(\beta_{45} + \delta + \xi);$$

$$\Delta l_{5L} = \Delta L_{45} \cos(\pi - \beta_{45} + \psi) = -\Delta L_{45} \cos(\beta_{45} + \psi).$$

Частная ошибка положения золотника

$$\Delta x_{45} = i_4 \Delta l_{4L} + i_5 \Delta l_{5L} =$$
$$= \Delta L_{45} [-i_4 \sin(\beta_{45} + \delta + \xi) - i_5 \cos(\beta_{45} + \psi)].$$

Передаточное отношение

$$i_L = -[i_4 \sin(\beta_{45} + \delta + \xi) + i_5 \cos(\beta_{45} + \psi)]. \qquad (8)$$

Шарнир D — соединения маятника с золотниковым кулачком. Усилие в этом шарнире всегда направ-

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

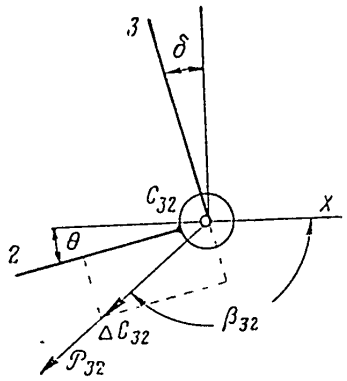
лено по оси золотникового штока; следовательно, зазор ΔD всегда расходуется на изменение длины золотникового штока с передаточным отношением к золотнику, равным единице. Направление усилия в шарнире D можно определять по приближённому графику [4]. Зазор между кулачком и направляющими кулачка не оказывает влияния на ошибку положения золотника и поэтому не учитывается.

Шарнир C_{32} (фиг. 10) — соединение маятника l_3 с поводком l_2.

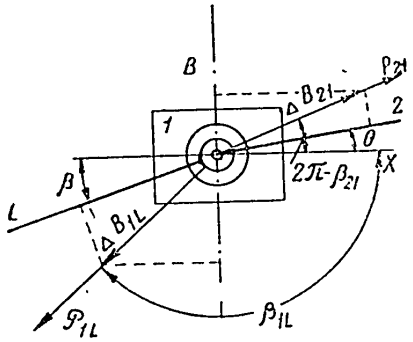
Проекции перемещения в шарнире на величину зазора

$$\Delta l_{3\,C} = \Delta C_{32} \cos\left(\beta_{32} - \frac{\pi}{2} + \delta\right) = -\Delta C_{32} \sin(\beta_{32} + \delta);$$

$$\Delta l_{2\,C} = \Delta C_{32} \cos(\pi - \beta_{32} - \theta) = -\Delta C_{32} \cos(\beta_{32} + \theta).$$



Фиг. 10. Проекции перемещения в шарнире C_{32}



Фиг. 11. Проекции перемещения в узле B

Частная ошибка положения золотника

$$\Delta x_{C\,(32)} = \Delta C_{32} [-i_3 \sin(\beta_{32} + \delta) - i_2 \cos(\beta_{32} + \theta)].$$

Передаточное отношение

$$i_{C\,(32)} = -[i_3 \sin(\beta_{32} + \delta) + i_2 \cos(\beta_{32} + \theta)]. \qquad (9)$$

Узел B (фиг. 11). Здесь имеют место зазоры между поводком маятника и валиком ползуна ΔB_{21}, между шатуном и валиком ползуна $\Delta B_{1\,L}$ и между ползуном и направляющими (параллелями) $\Delta B_{1\,o}$ (буква o обозначает неподвижное звено).

Последний зазор $\Delta B_{1\,o}$ полностью идёт на изменение расстояния a и выбирается в направлении нормальной составляющей силы взаимодействия $P_{1\,o}$ в узле B, определённой с учётом веса шатуна и ползуна. Передаточное отношение к золотнику будет составлять $\pm i_a$. Знак плюс отвечает направлению проекции силы $P_{1\,o}$ вверх и знак минус — вниз.

Частная ошибка

$$\Delta x_{B\,(1o)} = \pm i_a \Delta B_{1o}.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Проекция перемещения ΔB_{21} на ось поводка маятника равна (см. фиг. 11):

$$\Delta l_{2\,B} = \Delta B_{21} \cos(2\pi - \beta_{21} - \theta) = \Delta B_{21} \cos(\beta_{21} + \theta).$$

Проекция перемещения на направление перпендикуляра к параллелям учитывается передаточным отношением $i_b = i_1$:

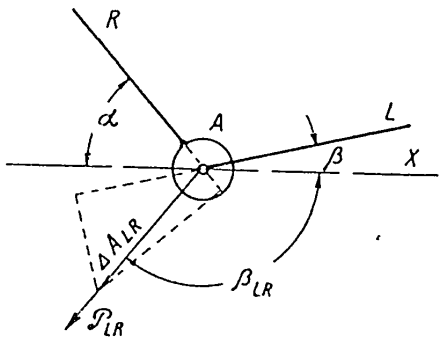
$$\Delta b_B = -\Delta B_{21} \sin \beta_{21}.$$

Частная ошибка

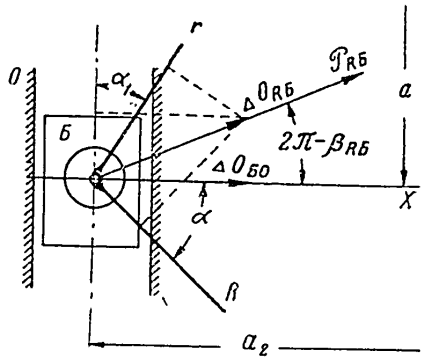
$$\Delta x_{B\,(21)} = i_2\, \Delta B_{21} \cos(\beta_{21} + \theta) - i_b\, \Delta B_{21} \sin \beta_{21}.$$

Передаточное отношение

$$i_{B\,(21)} = i_2 \cos(\beta_{21} + \theta) - i_b \sin \beta_{21}. \qquad (10)$$



Фиг. 12. Проекции перемещения в шарнире A



Фиг. 13. Проекции перемещения в узле O

Перемещение на величину зазора $\Delta B_{1\,L}$ даст проекцию на ось шатуна

$$\Delta L_B = \Delta B_{1\,L} \cos(\pi - \beta_{1\,L} - \beta) = -\Delta B_{1\,L} \cos(\beta_{1\,L} + \beta).$$

Проекция на направление перпендикуляра к параллелям

$$\Delta a_B = -\Delta B_{1\,L} \sin \beta_{1\,L}.$$

Частная ошибка

$$\Delta x_{B\,(1\,L)} = -i_L \cos(\beta_{1\,L} + \beta)\, \Delta B_{1\,L} - \Delta B_{1\,L} \sin \beta_{1\,L}\, i_a.$$

Передаточное отношение

$$i_{B\,(1\,L)} = i_L \cos(\beta_{1\,L} + \beta) - i_a \sin \beta_{1\,L}. \qquad (11)$$

Шарнир A (фиг. 12). Здесь проекции перемещения в шарнире на оси звеньев L и R:

$$\Delta L_A = -\Delta A_{LR} \cos(\pi - \beta_{LR} - \beta) = -\Delta A_{LR} \cos(\beta_{LR} + \beta);$$
$$\Delta R_A = \Delta A_{LR} \cos(\beta_{LR} - \alpha).$$

Частная ошибка от зазора ΔA

$$\Delta x_{A\,(LR)} = -i_L\, \Delta A_{LR} \cos(\beta_{LR} + \beta) + i_R\, \Delta A_{LR} \cos(\beta_{LR} - \alpha).$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Передаточное отношение

$$i_A = i_R \cos(\beta_{LR} - \alpha) - i_L \cos(\beta_{LR} + \beta). \qquad (12)$$

Узел O (фиг. 13). В этом узле имеют место зазоры во вращательной паре $\Delta O_{RБ}$ между осью колеса и буксой и $\Delta O_{Бч}$ между буксой и челюстями буксы.

Зазоры в узле O выбираются в направлении реакции, определяемой сложным взаимодействием усилий, действующих на ведущую ось с двух сторон паровоза.

Перемещение на величину зазора $\Delta O_{RБ}$ отразится на длине кривошипа R, длине контркривошипа r, на размере смещения осей a и на размере b_2.

Соответствующие проекции будут равны:

$$\Delta R_o = \Delta O_{RБ} \cos(\beta_{RБ} - \alpha);$$
$$\Delta r_o = \Delta O_{RБ} \sin(\beta_{RБ} - \alpha_1);$$
$$\Delta b_{2\,o} = \Delta O_{RБ} \sin \beta_{RБ}.$$

Частная ошибка положения золотника во всех трёх проекциях

$$\Delta x_{o\,(RБ)} = i_R \Delta O_{RБ} \cos(\beta_{RБ} - \alpha) + i_r \Delta O_{RБ} \sin(\beta_{RБ} - \alpha_1) + (i_a + i_{b_2}) \Delta O_{RБ} \sin \beta_{RБ}.$$

Передаточное отношение

$$i_{o\,(RБ)} = i_R \cos(\beta_{RБ} - \alpha) + i_r \sin(\beta_{RБ} - \alpha_1) + (i_a + i_{b_2}) \sin \beta_{RБ}. \qquad (13)$$

Зазор $\Delta O_{Бч}$ полностью идёт на изменение монтажного размера a_2, т. е. $i_{Бч} = \pm i_{a_2}$, причём при положении вектора $P_{RБ}$ в первой и четвёртой четвертях он уменьшает размер a_2, а при положении вектора во второй и третьей четвертях увеличивает его.

Передаточное отношение для зазора $\Delta O_{БО}$ равно $\pm i_{a_2}$.

2. Влияние зазоров на ошибку положения золотника

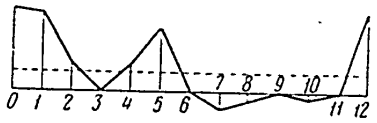
Полученные передаточные отношения ошибок-зазоров в кинематических парах механизма позволяют найти ошибку положения золотника определённого паровоза как сумму частных ошибок от отдельных зазоров:

$$\Delta x_{зазор} = i_E \Delta E + i_F \Delta F + i_{кB} \Delta K_B + i_{кП} \Delta K_П + i_N \Delta N + i_M \Delta M + i_P \Delta P + i_{L\,(45)} \Delta L_{(45)} + i_{C\,(32)} \Delta C_{32} + i_a \Delta B_{10} + i_{B\,(21)} \Delta B_{12} + i_{(B\,1\,L)} \Delta B_{1\,L} + i_A \Delta A + i_o \Delta O_{RБ} + i_{a_2} \Delta O_{БО} + i_D \Delta D. \qquad (14)$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

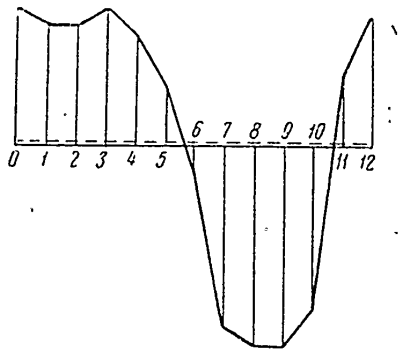
Передаточные отношения ошибок-зазоров могут быть вычислены по формулам (1)—(13) и построены в виде графиков (см. фиг. 14—29).



Фиг. 14. Передаточные отношения ошибок-зазоров шарнира E

№ пол.	0—12	1	2	3	4	5
i_E	0,210	0,202	0,070	0,001	0,063	0,163

6	7	8	9	10	11	Средн.
$\overline{0,001}$	$\overline{0,046}$	$\overline{0,023}$	0	$\overline{0,017}$	$\overline{0,006}$	0,051



Фиг. 15. Передаточные отношения ошибок-зазоров шарнира F

№ пол.	0—12	1	2	3	4	5
i_F	0,349	0,309	0,306	0,359	0,292	0,173

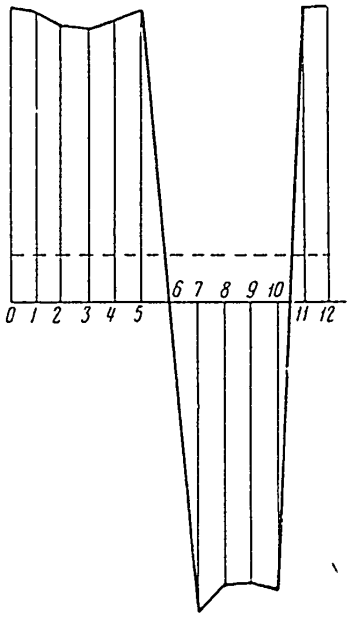
6	7	8	9	10	11	Средн.
$\overline{0,057}$	$\overline{0,453}$	$\overline{0,504}$	$\overline{0,509}$	$\overline{0,410}$	0,179	0,003

Для построения этих графиков использованы значения передаточных отношений i_i, i_r, i_c, i_{a_2}, i_{b_2}, i_7, i_6, i_{a_1}, i_{b_1}, i_4, i_3, i_2, i_b, i_L, i_a, i_R, [1].

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Значения углов β, определяющих направления перемещений в шарнирах механизма паровоза серии ФД, получены нами из годографов сил, приведённых в работе И. Н. Мучкина [3]. Для главного движущего механизма паровоза серии ФД были спе-



Фиг. 16. Передаточные отношения ошибок-зазоров вращательной пары узла *K*

№ пол.	0—12	1	2	3	4	5
i_{KB}	0,830	0,820	0,780	0,772	0,792	0,820

6	7	8	9	10	11	Средн.
$0,\overline{850}$	$0,\overline{858}$	$0,\overline{787}$	$0,\overline{775}$	$0,\overline{795}$	0,825	0,131

циально построены годографы сил с учётом сил инерции и сил давления пара в цилиндре.

Значения углов β приведены в табл. 2.

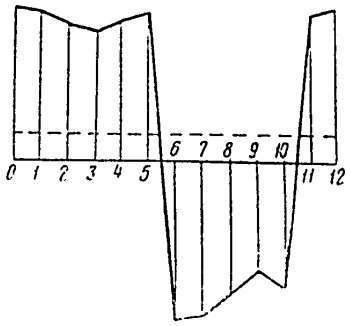
Построение этих годографов было проведено для отсечки $\varepsilon = 0{,}6$, при скорости паровоза $V = 40$ *км/час*. При этом зазоры оказывают наибольшее влияние на пораспределение.

При этой же отсечке произведён расчёт допусков на длины звеньев, которые используются при расчёте допусков для зазоров механизма.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

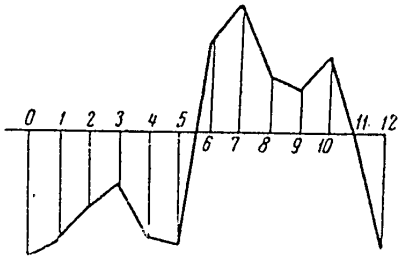
Графики передаточных отношений ошибок-зазоров (фиг. 14—29) дают наглядное представление о количественном и качественном влиянии каждого зазора на ошибку положения золот-



Фиг. 17. Передаточные отношения ошибок-зазоров поступательной пары узла K

№ пол.	0—12	1	2	3	4	5
$i_{KП}$	0,842	0,828	0,795	0,777	0,808	0,828

6	7	8	9	10	11	Среди.
$0,\overline{850}$	$0,\overline{838}$	$0,\overline{768}$	$0,\overline{705}$	$0,\overline{765}$	$0,\overline{818}$	0,147



Фиг. 18. Передаточные отношения ошибок-зазоров шарнира N

№ пол.	0—12	1	2	3	4	5
i_N	$0,\overline{321}$	$0,\overline{281}$	$0,\overline{200}$	$0,\overline{134}$	$0,\overline{265}$	$0,\overline{283}$

6	7	8	9	10	11	Среди.
0,227	0,319	0,145	0,104	0,193	$0,\overline{032}$	$0,\overline{044}$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

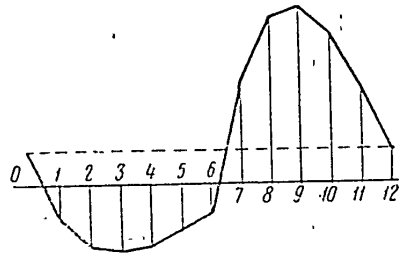
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

ника. Числовые значения этих передаточных отношений, пропорциональные (в масштабе $^4/_5$) величинам ординат графиков, являются частными ошибками положения золотника от первичных ошибок-зазоров, равных 1 *мм*.

Таблица 2

№ положения механизма	β_{lr}	β_{cl}	$\beta_{5к}$	β_{co}	β_{76}	β_{7o}	β_{45}	β_{23}	β_{21}	β_{1L}	β_{LR}	$\beta_{RБ}$
0—12	306°	10°	0°	356°	80°	88°	346°	17°	7°	183°	180°	41°
1	344°	9°	338°	331°	72°	73°	357°	6°	4°	176°	174°	26°
2	351°	4°	331°	318°	64°	67°	7°	342°	354°	174°	170°	21°
3	356°	356°	328°	314°	61°	64°	9°	305°	321°	172°	168°	32°
4	4°	338°	331°	335°	62°	63°	5°	186°	182°	173°	169°	38°
5	23°	306°	338°	22°	248°	243°	268°	155°	167°	175°	173°	40°
6	97°	249°	164°	115°	255°	257°	211°	161°	171°	0°	1°	147°
7	152°	177°	178°	172°	60°	274°	181°	178°	177°	4°	3°	153°
8	166°	162°	188°	211°	88°	94°	168°	195°	184°	7°	4°	161°
9	175°	166°	190°	216°	91°	97°	167°	211°	197°	8°	4°	156°
10	188°	162°	184°	201°	90°	102°	164°	324°	357°	7°	3°	158°
11	223°	81°	0°	62°	278°	280°	333°	21°	10°	4°	1°	25°

Все графики построены в одинаковом масштабе ($^4/_5$ натуры), что даёт возможность сравнения влияния отдельных ошибок-зазоров.



Фиг. 19. Передаточные отношения ошибок-зазоров шарнира M

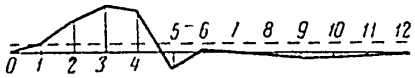
№ пол.	0—12	1	2	3	4	5
i_M	0,067	0,$\overline{091}$	0,$\overline{162}$	0,$\overline{172}$	0,$\overline{157}$	0,$\overline{109}$

6	7	8	9	10	11	Средн.
0,$\overline{075}$	0,250	0,405	0,430	0,367	0,234	0,082

Наибольшее влияние на ошибку положения золотника оказывает зазор в шарнире D; этот зазор целиком передаётся золотнику, т. е. $i_D = \pm 1$.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

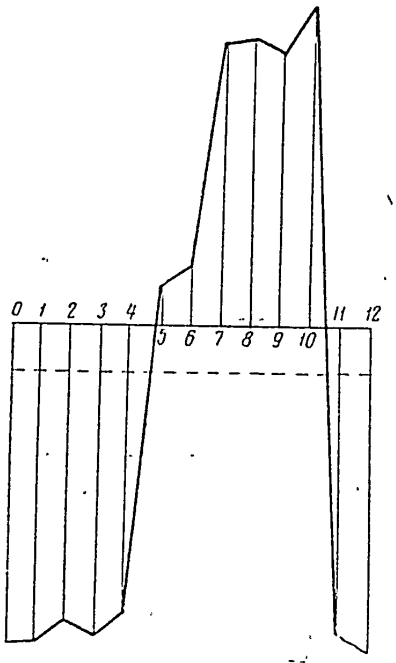
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1



Фиг. 20. Передаточные отношения ошибок-зазоров шарнира P

№ пол.	0—12	1	2	3	4	5
i_P	0,005	0,021	0,074	0,105	0,087	$0,\overline{03}4$

6	7	8	9	10	11	Среди.
0,006	0,001	$0,\overline{00}4$	$0,\overline{01}0$	$0,\overline{00}6$	$0,\overline{00}4$	0,020



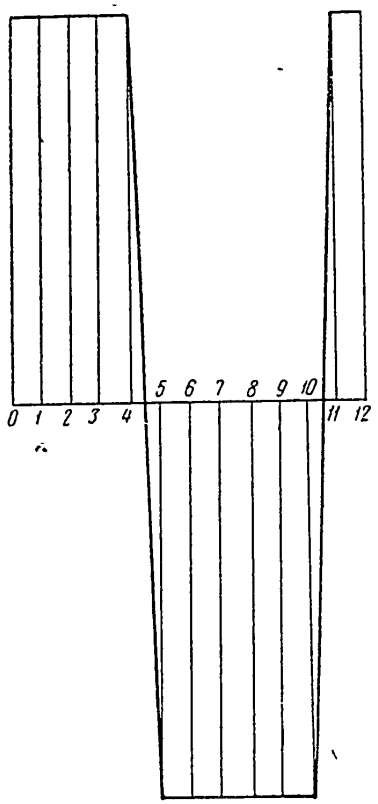
Фиг. 21. Передаточные отношения ошибок-зазоров шарнира L

№ пол.	0—12	1	2	3	4	5
$i_L(45)$	$0,\overline{80}7$	$0,\overline{79}4$	$0,\overline{74}3$	$0,\overline{78}1$	$0,\overline{71}6$	0,106

6	7	8	9	10	11	Среди.
0,154	0,718	0,734	0,696	0,820	$0,\overline{76}0$	$0,\overline{11}5$

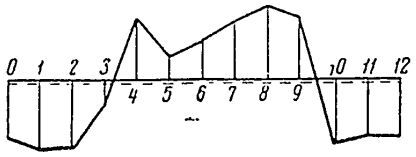
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1



Фиг. 22. Передаточные отношения ошибок-зазоров узла D

№ пол.	0—12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	Средн.
iD	+1	+1	+1	+1	+1	−1	−1	−1	−1	−1	−1	−1	0



Фиг. 23. Передаточные отношения ошибок-зазоров шарнира $C_{(32)}$

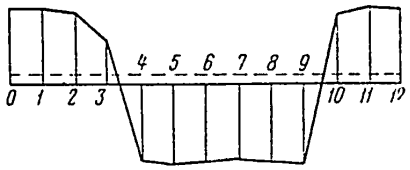
№ пол.	0—12	1	2	3	4	5
$iC_{(32)}$	0,$\overline{131}$	0,$\overline{164}$	0,$\overline{161}$	0,$\overline{061}$	0,144	0,056

6	7	8	9	10	11	Средн.
0,088	0,134	0,168	0,143	0,$\overline{146}$	0,$\overline{129}$	0,$\overline{005}$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

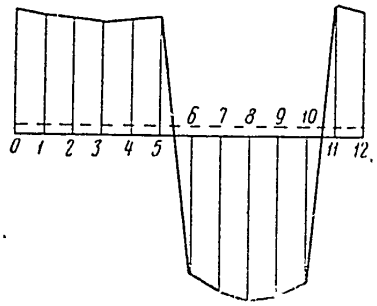
Знак плюс у единицы взят для направления равнодействующей сил трения и инерции золотника вперёд, а знак минус — назад; в первом случае ошибка положения золотника пойдёт на увеличение пути, пройденного золотником от среднего положения его; во втором случае — на уменьшение этого пути.



Фиг. 24. Передаточные отношения ошибок-зазоров $\Delta B_{(21)}$ узла B

№ пол.	0—12	1	2	3	4	5
$i_{B(21)}$	0,181	0,081	0,169	0,105	0,$\overline{167}$	0,$\overline{175}$

6	7	8	9	10	11	Средн.
0,$\overline{171}$	0,$\overline{163}$	0,$\overline{170}$	0,$\overline{176}$	0,165	0,182	0,012



Фиг. 25. Передаточные отношения ошибок-зазоров ΔB_{1L} узла B

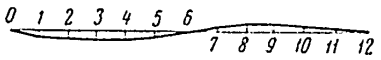
№ пол.	0—12	1	2	3	4	5
$i_{B(1L)}$	0,184	0,182	0,172	0,167	0,170	0,175

6	7	8	9	10	11	Средн.
0,$\overline{165}$	0,$\overline{168}$	0,$\overline{171}$	0,$\overline{170}$	0,$\overline{167}$	0,186	0,048

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

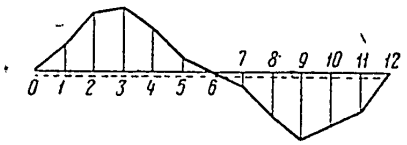
Графические закономерности изменения передаточных отношений ошибок-зазоров (см. фиг. 14—29) будут сходными для механизмов различных серий паровозов; абсолютные же значения передаточных отношений будут немного отличаться.



Фиг. 26. Передаточные отношения ошибок-зазоров $\Delta B_{(10)}$ узла B

№ пол.	0—12	1	2	3	4	5
$i_{a(b)}$	0,003	0,$\overline{014}$	0,$\overline{019}$	0,$\overline{022}$	0,$\overline{019}$	0,$\overline{013}$

6	7	8	9	10	11	Среди.
0,$\overline{003}$	0,007	0,014	0,018	0,014	0,008	0,$\overline{0022}$



Фиг. 27. Передаточные отношения ошибок-зазоров шарнира A

№ пол.	0—12	1	2	3	4	5
$i_{A(LR)}$	0,001	0,060	0,147	0,160	0,104	0,029

6	7	8	9	10	11	Среди.
0,$\overline{001}$	0,$\overline{034}$	0,$\overline{115}$	0,$\overline{169}$	0,$\overline{136}$	0,$\overline{102}$	0,$\overline{0047}$

Совместное влияние всех ошибок-зазоров на ошибку положения золотника определяется предельной ошибкой положения [6]

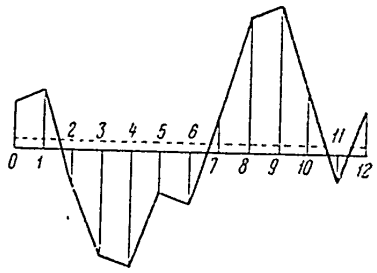
$$\xi_{общ} = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^{z} i_i^2 \, \delta_i^2}, \qquad (15)$$

где i_i — передаточные отношения ошибок-зазоров;
δ_i — половина общего поля допуска соединения, симметричного относительно номинального размера;
z — число ошибок-зазоров механизма.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

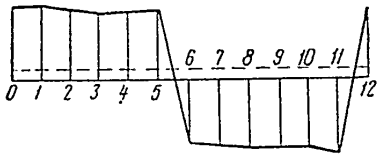
Формула (15) справедлива в том случае, когда систематическая ошибка положения равна нулю. Это условие удовлетворяется выбором скользящей посадки, причём для общего поля



Фиг. 28. Передаточные отношения ошибок-зазоров вращательной пары узла O

№ пол.	0—12	1	2	3	4	5
$i_{O(БR)}$	0,121	0,152	$0,\overline{09}7$	$0,\overline{27}2$	$0,\overline{30}0$	$0,\overline{1}10$

6	7	8	9	10	11	Средн.
$0,\overline{1}42$	0,091	0,349	0,383	0,156	$0,\overline{07}3$	0,021



Фиг. 29. Передаточные отношения ошибок-зазоров $\Delta O_{(БЧ)}$ узла O

№ пол.	0—12	1	2	3	4	5
$i_{(БЧ)}$	0,329	0,312	0,306	0,298	0,306	0,314

6	7	8	9	10	11	Средн.
$0,\overline{35}5$	$0,\overline{4}02$	$0,\overline{42}5$	$0,\overline{4}10$	$0,\overline{37}5$	0,350	0,020

допуска рассеивание размеров принято подчиняющимся закону Гаусса, с центром группирования, совпадающим с номинальным размером соединения.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

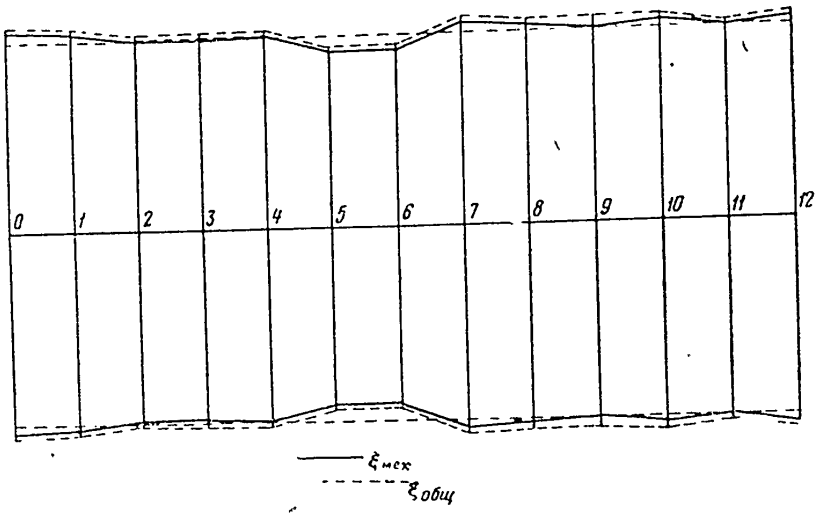
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

В табл. 3 приведены значения предельной ошибки для паровоза серии ФД при износе всех кинематических пар до зазора в 1 *мм*. При этом $\xi_{мех}$ отвечает только зазорам парораспределительного механизма, а $\xi_{общ}$ — всего механизма паровоза (парораспределительного, кривошипно-шатунного).

Таблица 3

Положение механизма	0—12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\xi_{мех}$	1,84	1,81	1,74	1,74	1,74	1,60	1,60	1,84	1,80	1,75	1,81	1,75
$\xi_{общ}$	1,88	1,85	1,78	1,80	1,80	1,64	1,65	1,89	1,89	1,86	1,87	1,80

Приведённые в табл. 3 значения предельной ошибки золотника недопустимы, так как они вызовут чувствительное ухудшение внутреннего парораспределения. Поэтому разрешаемый



Фиг. 30. График изменения предельных ошибок в течение одного оборота

«Правилами ремонта паровозов» [7] максимальный износ шарниров механизма до зазора в 1 *мм* является также недопустимым.

Исключение может быть допущено для зазоров кривошипно-шатунного механизма, так как из сопоставления значений $\xi_{мех}$ и $\xi_{общ}$ видно, что удельное значение ошибок для кривошипно-шатунного механизма невелико и не превышает 5%.

На фиг. 30 представлен график зависимости предельных ошибок в функции угла поворота кривошипа α (пунктирная прямая отвечает среднему значению $\pm \xi_{общ}$).

О влиянии отдельных ошибок-зазоров на величину предельной ошибки лучше всего судить по отношению квадратов част-

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

ных ошибок положения, к квадрату предельной ошибки от всех зазоров механизма

$$C_i\% = \frac{(\Delta x_i)^2 \ 100}{\xi^2_{общ}} .$$

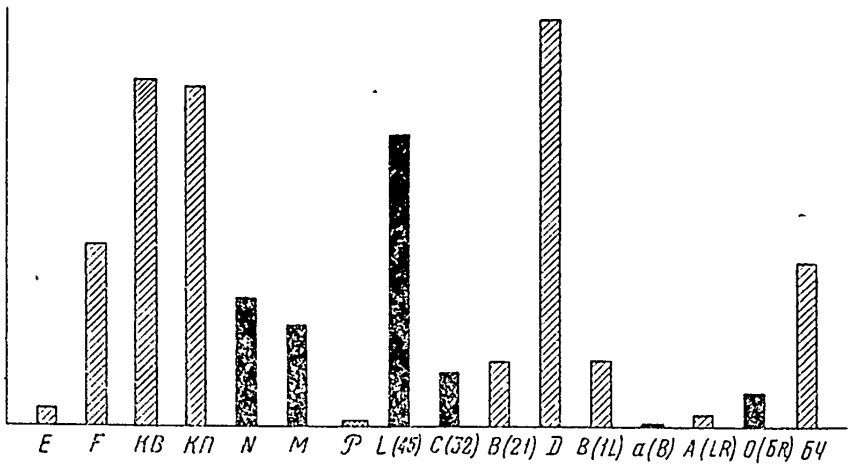
В табл. 4 приведены значение $C_i\%$, вычисленные для угла поворота $\alpha = 240°$, при котором $\xi_{общ}$ имеет максимальное значение.

Таблица 4

C_D	C_{KB}	$C_{KП}$	C_L (45)	C_F	$C_{БЧ}$	C_M	C_O (БR)
27,7	17,3	16,4	15	7,1	5,06	4,58	3,38
C_B (21)	C_B (1L)	C_C (32)	C_N	C_A (RL)	C_E	C_B (a)	C_P
0,81	0,81	0,78	0,58	0,38	0,014	0,006	0

Как видно из табл. 4, 8 из 16 зазоров имеют значения C_i меньше 1%; очевидно, что для этих деталей допуски можно брать грубыми.

Для других деталей допуски должны быть тем более жёсткими, чем выше значения C_i. Назначение допусков одного класса



Фиг. 31. Влияние ошибок-зазоров на предельную ошибку положения золотника

точности является совершенно нерациональным.

На фиг. 31 представлены для сравнения частные ошибки положения золотника от единичных первичных ошибок-зазоров для седьмого положения механизма.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Колонки сплошного цвета отвечают положительным значениям частных ошибок Δx_i, заштрихованные — отрицательным.

В порядке убывания абсолютных значений частные ошибки располагаются так (по обозначению шарниров): D, K_B, $K_П$, $L_{(45)}$, F, $БЧ$, N, M, $B_{(1\,L)}$, $B_{(21)}$, $C_{(32)}$, $O_{(БR)}$, A, E, $B_{(a)}$, P.

3. Расчёт технологических допусков

Для расчёта технологических допусков зазоров принимаем $\xi_{общ\ max} = 0{,}2$ *мм*, а для расчёта максимальных зазоров по износу — $\xi_{общ\ max} = 0{,}5$ *мм*.

Ввиду того что при определении допусков на длины звеньев мы принимали $\xi_{общ} = 1$ *мм*, значение общей предельной ошибки ξ_{max} соответственно будет 1,2 *мм* и 1,5 *мм*.

При последнем значении предельной ошибки положения золотника получим следующие ошибки в отсечках:

$$\text{для } \varepsilon_{ном} = 0{,}30;\ \Delta\varepsilon_{абс} = 0{,}03;\ \varepsilon_{факт} = 0{,}33;$$

$$\text{для } \varepsilon_{ном} = 0{,}60;\ \Delta\varepsilon_{абс} = 0{,}01;\ \varepsilon_{факт} = 0{,}61.$$

Такие сравнительно небольшие погрешности в отсечках могут быть допущены только для паровоза с предельным износом шарниров (накануне капитального ремонта).

В первом случае все частные ошибки положения золотника равны между собой для расчётного (седьмого) положения механизма:

$$i_1\delta_1 = i_2\delta_2 = \ldots = i_i\delta_i, \quad i = 1, \overline{z}.$$

Тогда формула (15) примет вид:

$$\varepsilon_{общ} = \sqrt{z}\ i_i\delta_i,$$

откуда половина общего поля допуска размеров, определяющих зазор в кинематической паре, будет равна

$$\delta_i = \frac{\xi_{общ}}{\sqrt{z}\,i_i}. \tag{16}$$

При принятом значении $\xi_{общ} = 0{,}20$ *мм* и $z = 16$ получим

$$\delta_i = \frac{0{,}20}{\sqrt{16}\ i_i} = \frac{1}{20i_i}. \tag{17}$$

Для определения классов точности обработки по ОСТ воспользуемся стандартной зависимостью допусков от диаметров [9]

$$\delta_i = 0{,}005\,\beta_i\sqrt[3]{d_{ср.\,i}}, \tag{18}$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

где $d_{ср,i}$ — средний диаметр в *мм* для интервалов диаметров по таблицам допусков ОСТ;

β_i — число единиц допуска для обработки каждой из сопрягаемых в скользящей посадке деталей;

δ_i — поле допуска для каждой из сопрягаемых деталей в *мм* (максимальный зазор в скользящей посадке равен $2\delta_i$).

В табл. 5 приведены значения $\beta_{i\,(ED)}$, отвечающие значениям δ_i и размерам шарниров, а в табл. 6—выдержки допусков отверстий и валов для посадок системы ОСТ в единицах допуска.

Таблица 5

№ по пор.	Обозначение кинематической пары	$i_{i(7)}$	δ_i в *мм*	$\beta_{i(ED)}$	Класс точности обработки	$2\delta_{i\,max}$ в *мм*	Рекомендуемый зазор по износу в *мм*	Зазор по износу в правилах ремонта МПС в *мм*
1	E	0,046	1,09	52,0	V	5,44	1,0	2,0
2	F	0,454	0,11	6,4	IIIa	0,55	0,50	1,0
3	K_B	0,858	0,58	2,9	III	0,292	0,25	1,0
4	$K_П$	0,838	0,06	—	[III]	0,298	0,50	1,0
5	N	0,319	0,157	6,7	IIIa	0,783	0,50	1,0
6	M	0,250	0,125	7,3	IIIa	1	0,50	1,0
7	P	0,0008	62,5	29,3	V	2,5	1,0	1,0
8	$L_{(45)}$	0,718	0,070	4,07	III	0,348	0,25	1,0
9	$C_{(32)}$	0,134	0,375	22,0	V	1,87	1,0	1,0
10	$B_{(21)}$	0,163	0,305	15,0	IV	1,53	1,0	1,0
11	D	1	0,050	3,0	III	0,25	0,25	1,0
12	$B_{(1L)}$	0,165	0,30	11,2	IV	1,515	2,0	2,0
13	$B_{(a)}$	0,007	7,35	—	[V]	11,4	5,0	5,0
14	$A_{(RL)}$	0,034	1,47	48,0	V	7,35	6,0	6,0
15	$O_{(БR)}$	0,091	0,55	16,0	IV	2,75	1,0	1,0
16	$O_{(БЧ)}$	0,402	0,125	—	[IIIa]	0,623	1,0	1,0

Таблица 6

Допуски	Классы точности						
	II	IIa	III	IIIa	IV	V	VI
Отверстия, ED	1,5	2,25	3	6	10	20	40
Вала, ED	1,0	1,5	3	6	10	20	40
Посадки, ED	2,5	3,75	6	12	20	40	80

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Как видим из табл. 5, обрабатывать по III классу нужно только три шарнира: K_B — шарнир кулисного камня, L — верхний шарнир маятника и D — средний шарнир маятника.

По классу IIIа, имеющему поле допуска в два раза больше класса III, нужно обрабатывать: F — шарнир точки захвата кулисы, N — ось качания кулисы, M — нижний шарнир подвески.

По IV классу нужно обрабатывать: $B_{(21)}$ — шарнир, $B_{(1L)}$ — шарнир, $O_{(БR)}$ — ось в буксе.

По V классу точности можно обрабатывать: E — шарнир, палец контркривошипа, P — верхний шарнир подвески, $C_{(32)}$ — нижний шарнир маятника, $A_{(RL)}$ — ведущий палец и шатун.

В силу того, что шарниры $B_{(1L)}$ и $O_{(БR)}$ имеют приспособления для регулирования величины зазора, они могут с одинаковым успехом обрабатываться и в V классе точности.

Без особой погрешности по V классу точности можно обрабатывать и шарнир $B_{(21)}$.

Классы точности обработки поступательных пар: $K_П$ — [III] класс, $B_{(a)}$ — [V] класс и $O_{(БЧ)}$ — [IIIа] класс взяты условно, по месту, занимаемому для этих пар значениями C_i (см. табл. 4).

Полученные данные подтверждают правильность применения на паровозе серии Л игольчатых подшипников в шарнирах, требующих жёстких допусков. Игольчатые подшипники выдерживают значительную ударную нагрузку, имеют небольшое трение и очень малые зазоры.

Это конструктивное новшество заслуживает распространения и на другие серии паровозов.

При обработке всех шарниров механизма в одном классе точности значение β_i в формуле (18) будет постоянным; после подстановки значения δ_i из (18) в формулу (15) получим

$$\xi_{общ} = 0{,}005\beta \sqrt{\sum_{i=1}^{z} i_i^2 \, d_{ср.\,i}^{2/3}}, \qquad (19)$$

откуда

$$\beta = \frac{\xi_{общ}}{0{,}005 \sqrt{\sum_{i=1}^{z} i_i^2 \, d_{ср.\,i}^{2/3}}}. \qquad (20)$$

Для паровоза серии ФД значение

$$\sum_{i=1}^{z} i_{i\,(7)}^2 \, d_{ср.\,i}^{2/3} = 49{,}628.$$

Для поступательных кинематических пар произведения $i_{i\,(7)}^2 \, d_{ср.\,i}^{2/3}$ взяты условно близкими к произведениям для тех шарниров, которые по данным табл. 4 близко подходят по значениям C_i.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

При выбранном нами значении $\xi_{общ} = 0{,}2$ *мм* получим $\beta = 5{,}7$, что отвечает IIIа классу точности обработки.

Следовательно, применяемый в настоящее время III класс точности является слишком жёстким.

4. Трудоёмкость обработки

По данным Л. О. Глейзера [11], трудоёмкости обработки в разных классах точности имеют следующие соотношения:

Таблица 7

Класс точности	V	IV	IIIа	III	II	I
Изготовление вала	1	2,4	2,8	4,2	6,4	9,2
» отверстия	1	2,5	3,6	5,1	8,3	12,5
Трудоёмкость шарнира	2	4,9	6,4	9,3	14,7	21,7

Примечание. Значения относительной трудоёмкости по IIIа классу точности, отсутствующие в первоисточнике, получены нами интерполированием.

Общая относительная трудоёмкость обработки кинематических пар механизма по четырём классам точности будет равна сумме трудоёмкостей по каждому классу:

III класс — 4 кинематические пары × 9,3 = 37,2
IIIа » 4 » » × 6,4 = 25,6
IV » 3 » » × 4,9 = 14,7
V » 5 кинематических пар × 2 = 10
Общая трудоёмкость равна 87,5

При обработке всех 16 кинематических пар по IIIа классу общая трудоёмкость будет:

IIIа класс — 16 кинематических пар × 6,4 = 102,5.

Таким образом, обработка механизма в одном IIIа классе точности обойдётся на 12% дороже, чем в четырёх классах.

5. Зазоры по износу

Воспользовавшись формулой (16) и приняв $\xi_{общ} = 0{,}5$ *мм*, получим теоретические значения зазоров, равные $2\delta_{i\ max}$ (см. табл. 5).

На основе этих данных, а также сообразуясь с интенсивностью износа отдельных кинематических пар механизма, мы рекомендуем максимально допустимые величины зазоров (см. табл. 5).

Для сравнения в этой таблице приведены те же зазоры по износу, допускаемые «Правилами ремонта паровозов» [7].

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Вычисление предельной ошибки положения золотника при рекомендуемых нами зазорах в кинематических парах даёт значение $\xi_{max} = 0{,}436$ *мм*; при зазорах, допускаемых «Правилами ремонта», $\xi_{max} = 0{,}960$, что в 2,2 раза превышает предельную ошибку при рекомендуемых допусках.

Выводы

1. В работе изучено влияние ошибок-зазоров в кинематических парах парораспределительного механизма на ошибку положения золотника и дан метод расчёта допусков на размеры, определяющие зазоры.

2. Общие закономерности, полученные на примере паровоза серии ФД, сохраняют свою силу и для других серий паровозов; поэтому выводы, полученные в работе по определению оптимальных технологических зазоров и максимальных зазоров от износа, имеют общий характер и могут быть приняты для типовых парораспределительных механизмов всех серий паровозов.

3. Результаты работы позволяют избавиться от имеющего место произвола в назначении как технологических допусков, так и зазоров от износа деталей механизма.

4. Целесообразность пересмотра существующих нормативов на обработку звеньев механизма и на допустимые износы последних диктуется и экономическими соображениями.

Предлагаемые в работе допуски, являясь менее трудоёмкими, дадут удешевление производства парораспределительного механизма паровоза, а меньшие погрешности парораспределения, свойственные предлагаемым допускам, неизбежно приведут к экономии топлива на паровозах и к удешевлению себестоимости перевозок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Середа В. Т. Характеристика первичных ошибок парораспределительного механизма и их влияние на ошибку положения золотника Труды ХИИТ, вып. XX, Трансжелдориздат, 1949.

2. Бруевич Н. Г. Кинетостатика плоских механизмов. Труды ВВА им. Жуковского, № 10, 1934.

3. Мучкин И. Н. Графо-аналитическое исследование динамики паровозного механизма. Трансжелдориздат, 1947.

4. Щукин М. Н. Динамика парораспределительного механизма. Сб. «Транспортное машиностроение» № 2, 1936.

5. Гурский П. А. Главнейшие результаты испытаний серийного паровоза ФД. Трансжелдориздат, 1937.

6. Бруевич Н. Г. Точность механизмов. ГИТТЛ, 1947.

7. Правила текущего ремонта, ухода и содержания паровозов. Трансжелдориздат, 1941.

8. Середа В. Т. Критерий качества внутреннего парораспределения и его связь с ошибкой положения золотника. Труды ХИИТ, вып. XX, Трансжелдориздат, 1949.

9. Лесохин А. Ф. Допуски и технические измерения. Оборонгиз, 1946.

10. Бородачёв Н. А. Анализ качества и точности производства. Машгиз, 1946.

11. Бородачёв Н. А. Основные вопросы теории точности производства, изд. АН СССР, 1950.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Канд. техн. наук доц. П. В. ШЕВЧЕНКО

К ВОПРОСУ ОБ ИССЛЕДОВАНИИ ПРОЧНОСТИ ВАГОННЫХ ОСЕЙ

В текущем пятилетии отечественная промышленность должна полностью обеспечить железнодорожный транспорт локомотивами и вагонами. В устройство вновь создаваемых локомотивов и вагонов вносится ряд конструктивных новшеств, направленных на повышение прочности отдельных узлов при одновременном снижении их веса, повышении срока службы. Цельнометаллические вагоны, поступившие за последнее время на вооружение транспорта, благодаря применению при их конструировании более совершенных методов расчёта имеют значительно меньший коэфициент тары по сравнению с вагонами довоенного выпуска. Немаловажную роль при этом играет исследование вопроса прочности отдельных узлов вагона и в том числе вагонных осей.

1. Теоретические исследования

Долголетний опыт эксплуатации вагонных осей сплошного сечения показал, что значительная часть из них выходит из строя преждевременно вследствие появления трещин и изломов подступичных частей.

Существующие в настоящее время эмпирические методы расчёта вагонных осей не позволяют исследовать распределение напряжений в подступичных частях. Напряжённое состояние их является весьма сложным и нередко таит в себе причины сравнительно частого появления трещин и изломов осей.

В СССР за последние годы опубликован ряд теоретических и экспериментальных исследований деформаций и напряжений, возникающих в подступичных частях полых валов и валов сплошного сечения при напрессовке на них ступиц колёс.

В некоторых работах были сделаны попытки определить распределение напряжений и наибольшую них величину в подступичной части оси в месте напрессовки ступицы колеса.

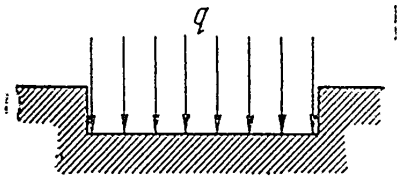
Полагая, что давление между ступицей колеса и подступичной частью оси распределяются равномерно по её длине, были получены решения обычной плоской задачи.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

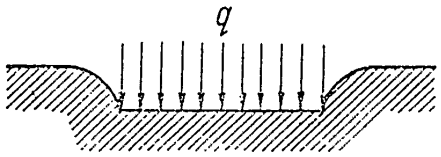
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

В этом случае следовало бы считать, что у края ступицы предельные нормальные напряжения претерпевают разрыв на величину среднего значения удельного давления, возникающего на поверхности контакта между ступицей колеса и подступичной частью оси при запрессовке. Очевидно, что такой разрыв в величине нормальных напряжений не может иметь места, так как он должен был бы соответствовать нарушению непрерывности материала вследствие весьма больших касательных напряжений.

Некоторые работы базируются либо на опытном распределении напряжений в образцах, либо на общеизвестных расчётных формулах, которые позволяют определить деформации и напряжения в цилиндрах с напрессованными на них втулками, длина которых равна длине цилиндра. При этом давление на поверхности подступичной части считают распределённым равномерно по её длине, что соответствует действительности только для случая цилиндрической ступицы, длина которой равна длине запрессованного в неё цилиндра.



Фиг. 1. Теоретическая осадка упругого основания



Фиг. 2. Экспериментальная осадка упругого основания

При исследовании прочности подступичной части оси необходимо иметь в виду, что выступающие из-под ступицы части оси оказывают сопротивление сжатию, в результате чего вблизи боковых торцов ступицы давления увеличиваются; вместе с ними увеличиваются и напряжения, достигая иногда величин, превышающих допускаемые напряжения.

Теоретическое решение задачи о распределении давления, возникающего на поверхности контакта между ступицей колеса и подступичной частью оси, является весьма сложным и до сих пор не получено.

Серией опытов автора, а также опытами других исследователей установлено, что распределение контактных давлений, возникающих между втулкой и стержнем при запрессовке, соответствует закону распределения давлений, возникающих между балкой и упругим основанием.

Поэтому в основу настоящего теоретического исследования величин и распределения давлений, деформаций и напряжений, возникающих в подступичной части оси, нами положены теория расчёта балок на упругом основании и теория расчёта толстостенных цилиндров. Однако и этот способ в силу ограниченности размеров оси и ступицы является одним из первых приближений к действительной задаче.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Как известно, основной предпосылкой, лежащей в основе расчёта балок на упругом основании, является гипотеза о пропорциональности между давлением на упругое основание и его упругой осадкой. Зависимость между этими величинами выражается формулой

$$q = ky, \qquad (1)$$

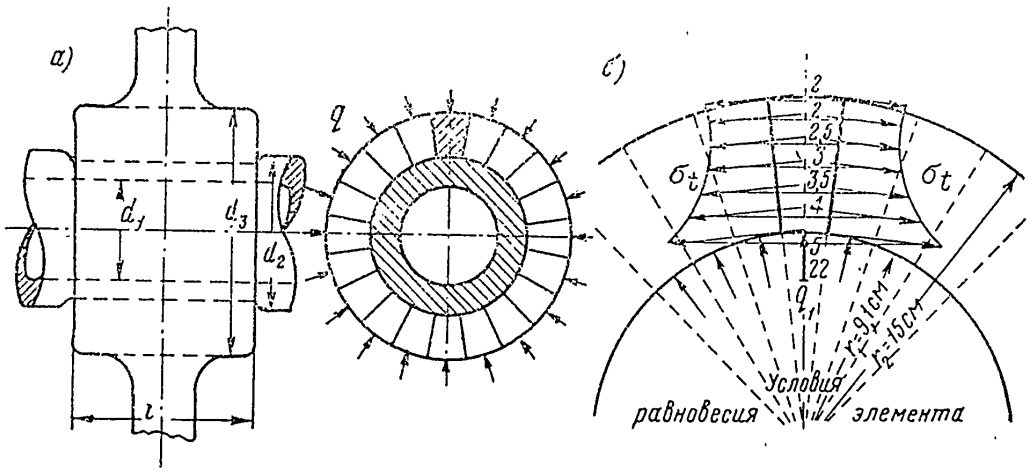
где q — давление на упругое основание в *кг/см*²;

y — осадка упругого основания в точке приложения нагрузки в *см*;

k — коэфициент жёсткости упругого основания.

Согласно этой гипотезе осадка участка упругого основания может быть только в пределах этого участка (фиг. 1).

Между тем опыт показывает, что осадка происходит и за пределами нагруженного участка упругого основания по схеме фиг. 2.



Фиг. 3. Схема нагрузок (а) и распределения напряжений (*б*) в подступичной части оси

Таким образом, применение гипотезы о пропорциональности могло бы привести к ошибочным результатам.

Для исследования величин и характера распределения давления, возникающего между ступицей колеса и подступичной частью оси при запрессовке, мысленно разрезаем ступицу колеса на элементы, ширина которых равна единице (фиг. 3, *а* и *б*).

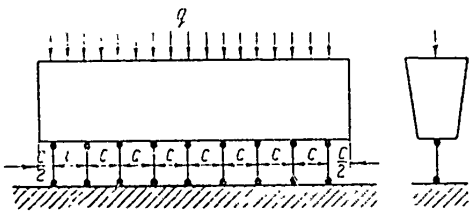
Каждый элемент принимаем как балку, лежащую на подступичной части, представляющей собой упругое основание (фиг. 4).

Полагая, что ступица колеса представляет собой симметричную фигуру, и используя выгоды, даваемые симметрией, решим эту задачу смешанным методом. Для этого в середине балки вообразим условную заделку; при этом основная статически неопределимая система может быть представлена в следующем виде (фиг. 5).

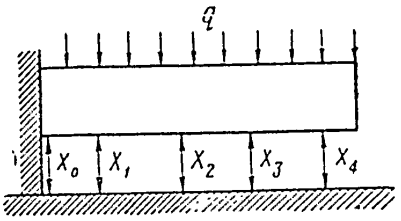
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Среднее давление, возникающее при запрессовке между ступицей колеса и подступичной частью оси, вычисленное по формулам теории расчёта толстостенных цилиндров, принимаем в качестве внешней равномерно распределённой нагрузки, действующей на балку.



Фиг. 4. Расчётная схема подступичной части оси



Фиг. 5. Основная система

Канонические уравнения для такой системы будут

$$\left.\begin{aligned}
&X_0\Delta_{00}+X_1\Delta_{01}+X_2\Delta_{02}+X_3\Delta_{03}+X_4\Delta_{04}-y_0=0\\
&X_0\Delta_{10}+X_1\Delta_{11}+X_2\Delta_{12}+X_3\Delta_{13}+X_4\Delta_{11}-y_0+\Delta_1 q=0\\
&X_0\Delta_{20}+X_1\Delta_{21}+X_2\Delta_{22}+X_3\Delta_{23}+X_4\Delta_{24}-y_0+\Delta_2 q=0\\
&X_0\Delta_{30}+X_1\Delta_{31}+X_2\Delta_{32}+X_3\Delta_{33}+X_4\Delta_{34}-y_0+\Delta_3 q=0\\
&X_0\Delta_{40}+X_1\Delta_{41}+X_2\Delta_{42}+X_3\Delta_{43}+X_4\Delta_{44}-y_0+\Delta_4 q=0\\
&-X_0-X_1-X_2-X_3-X_4+\sum q=0
\end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

где Δ_{00}, Δ_{10}, Δ_{12} и т. д. — перемещения от единичных сил;
X_0, X_1, X_2 и т. д. — силы, действующие на балку взамен отброшенных связей;
y_0 — осадка в месте условной заделки;
$\sum q$ — суммарная нагрузка, действующая на балку.

Перемещение какой-либо точки K по направлению силы X_K от единичной силы, приложенной в точке i, будет состоять из осадки основания Δ^{I}_{Ki} и прогиба балки Δ^{II}_{Ki} (фиг. 6), т. е.

$$\Delta_{Ki}=\Delta^{I}_{Ki}+\Delta^{II}_{Ki}. \qquad (3)$$

Осадки подступичной части оси как упругого основания определены по формуле

$$\Delta^{I}_{Ki}=\frac{1}{\pi E_0}(F_{Ki}+C),$$

а прогиб элемента, мысленно вырезанного из ступицы колеса, как балки, лежащей на упругом основании,—по формуле перемещений

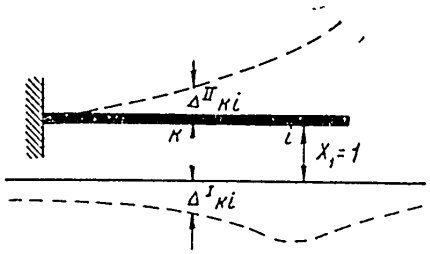
$$\Delta^{II}_{Ki}=\int\frac{M_K M_i}{E_K I_K}\,dx,$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

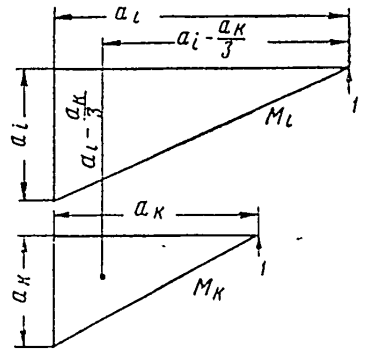
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

где E_0 — модуль упругости осевой стали в *кг/см*²;
$E_к$ — модуль упругости стали колеса в *кг/см*²;
C — некоторая произвольная постоянная, определяемая расстоянием до точки, от уровня которой после деформации считаются осадки.

При балке постоянного сечения вычисление интеграла сведётся к перемножению эпюр от единичных сил $M_к$ и M_i. Так, например (фиг. 7) при $a_i > a_к$ необходимо площадь эпюры



Фиг. 6. Схема перемещения балки на упругом основании



Фиг. 7. Эпюры $M_к$ и M_i для балки постоянного сечения

$M_к$ помножить на ординату её центра тяжести, взятую из эпюры M_i и равную $a_i - \frac{a_к}{3}$. Тогда получим

$$\Delta_{кi}^{II} = \frac{a_к}{2}\left(a_i - \frac{a_к}{3}\right)\frac{1}{E_к I_к} = \frac{a_к^2(3a_i - a_к)}{6E_к I_к}. \qquad (*)$$

Формулу (*) можно представить в виде:

$$\Delta_{кi}^{II} = \frac{c^3}{6E_к I_к} W_{кi},$$

где

$$W_{кi} = \left(\frac{a_к}{c}\right)^2\left(3\frac{a_i}{c} - \frac{a_к}{c}\right);$$

c — расстояние между фиктивными стержнями.

Подставляя найденные значения в исходное выражение (3), получим

$$\Delta_{кi} = \frac{1}{\pi E_0}(F_{кi} + C) + \frac{c^3}{6E_к I_к} - W_{кi}.$$

Чтобы избавиться от произвольной постоянной C, будем определять перемещения под действием единичных сил по формуле

$$\Delta_{кi} = \frac{1}{\pi E_0} F_{кi} + \frac{c^3}{6E_к I_к} W_{кi}.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Тогда ряд членов канонического уравнения окажется с общим множителем C. Так, например, для первого уравнения

$$X_0, \Delta_{00} + X_1 \Delta_{01} + X_2 \Delta_{02} + \ldots + \frac{1}{\pi E_0} (X_0 + X_1 + X_2 + \ldots$$
$$\ldots + X_i) C - y_0 = 0.$$

Имея в виду, что сумма неизвестных равна внешней нагрузке

$$X_0 + X_1 + X_2 + \ldots + X_i = \sum q,$$

произведём соответствующую замену:

$$X_0 \Delta_{00} + X_1 \Delta_{01} + X_2 \Delta_{02} + \ldots - \left(y - \frac{c \sum q}{\pi E_0} \right) = 0.$$

Выражение в скобках будет аналогично и для остальных уравнений.

Так как при решении плоской задачи истинная величина осадки y_0 всегда остаётся неизвестной, то удобнее для выражения в скобках оставить обозначение y_0, представляющее собой некоторую условную осадку.

От умножений всех перемещений Δ на πE_0 уравнение не изменяется, тогда $\Delta_{\kappa i}$ будет определяться по следующей расчётной формуле:

$$\Delta_{\kappa i} = F_{\kappa i} + \alpha W_{\kappa i}. \qquad (4)$$

При этом для случая плоской деформации, что соответствует принятой схеме, коэфициент $\alpha_c = \dfrac{\pi E_c c^3}{6 E_\kappa I_\kappa (1 - \mu_\kappa^2)}$ (для оси сплошного сечения); для полой оси выражение коэфициента α должно быть умножено на отношение жёсткости подступичной части полой оси к жёсткости подступичной части оси сплошного сечения, т. е.

$$\alpha_n = \frac{\pi E_c c^3}{6 E_\kappa I_\kappa (1 - \mu_\kappa^2)} \cdot \frac{E_n I_n}{E_c I_c}$$

где

$$I_\kappa = \frac{h}{12 (1 - \mu_\kappa^2)}.$$

$E_c I_c$ — жёсткость подступичной части оси сплошного сечения в *кг·см²*;

$E_n I_n$ — жёсткость подступичной части полой оси в *кг·см²*;

E_c — модуль упругости стали оси сплошного сечения в *кг/см²*;

E_n — модуль упругости стали полой оси в *кг/см²*;

E_κ — модуль упругости колеса в *кг/см²*;

I_c — момент инерции сечения подступичной части оси сплошного сечения в *см⁴*;

I_n — момент инерции сечения подступичной части полой оси в *см⁴*;

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

$I_к$ — момент инерции балочки, мысленно вырезанной из ступицы колеса в $см^4$;

c — расстояние между фиктивными стержнями в $см$;

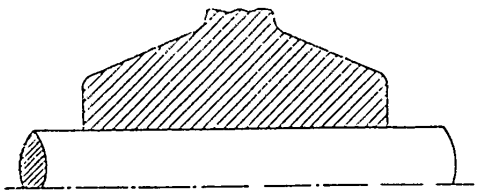
h — высота вырезанной из ступицы балочки в $см$;

μ — коэфициент поперечного сжатия для стали оси и колеса;

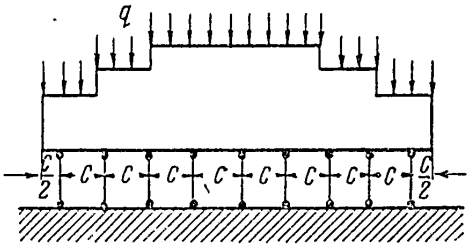
$F_{кi}$ и $W_{кi}$ — определяются по табл. 1 и 2.

Подставив перемещение от единичных сил в уравнение (2), определим неизвестные X_0, X_1, X_2, X_3 и т. д.

По найденным неизвестным строим эпюры сил, действующих на подступичную часть оси при запрессовке, по которым определяем величины и распределение давлений по поверхности подступичной части оси. После этого определяют напряжения в любом сечении её по формулам теории расчёта толстостенных цилиндров (при этом в расчётные формулы подставляются величины давлений в рассматриваемом сечении).



Фиг. 8. Элемент ступицы колеса



Фиг. 9. Схема загрузки элемента ступицы колеса

При исследовании величин и распределении давлений при запрессовке, возникающих между конической ступицей дискового колеса и подступичной частью оси, элементы, вырезанные из ступицы (фиг. 8), можно рассматривать как балки переменного сечения, лежащие на подступичной части, представляющей собой упругое основание (фиг. 9).

Принимая ступицу как симметричную фигуру, решим эту задачу смешанным методом; для этого в середине балки ставим условную заделку. Тогда основная система будет соответствовать фиг. 10.

При этом для определения прогибов балки необходимо вычислить коэфициент α_1 для первого участка (при жёсткости первого участка).

При определении прогибов балки в пределах первого участка можно пользоваться табл. 1. При этом табличные коэфициенты умножаются на α_1. Для определения прогибов во втором и третьем участках от сил, действующих в пределах этих участков, необходимо применить перемножение эпюр.

Перемножая эпюры в пределах второго участка, необходимо разделить результаты на отношение $\frac{EI_2}{EI_1}$, а при перемножении

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Таблица 1

Перемещение от единичных сил F для упругой полуплоскости

$\frac{X}{c}$	F	$\frac{X}{c}$	F	$\frac{X}{c}$	F	$\frac{X}{c}$	F
0	0	6	—6,967	11	—8,181	16	—8,931
1	—3,296	7	—7,276	12	—8,356	17	—9,052
2	—4,751	8	—7,544	13	—8,516	18	—9,167
3	—5,574	9	—7,780	14	—8,664	19	—9,275
4	—6,154	10	—7,991	15	—8,802	20	—9,378
5	—6,602	—	—	—	—	—	—

Примечание. X — расстояние от точки, где определяется осадка, до точки, где приложена нагрузка (точнее, до середины участка c, в пределах которого нагрузка предполагается равномерно распределённой); c—длины участков, на которые разбивается балка для расчёта.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Таблица 2

Прогибы балки w от единичных сосредоточенных сил

a_i/c / $a_к/c$	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8
0,5	0,25	0,625	1	1,375	1,75	2,125	2,5	2,875	3,25	3,625	4	4,375	4,75	5,125	5,5	5,875
1	—	2	3,5	5	6,5	8	9,5	11	12,5	14	15,5	17	18,5	20	21,5	23
1,5	—	—	6,75	10,125	13,5	16,875	20,25	23,625	27	30,375	33,75	37,125	40,5	43,875	47,25	50,625
2	—	—	—	16	22	28	34	40	46	52	58	64	70	76	82	88
2,5	—	—	—	—	31,25	40,625	50	59,375	68,75	78,125	87,5	96,875	106,25	115,625	125	134,375
3	—	—	—	—	—	54	67,5	81	94,5	108	121,5	135	148,5	162	175,5	189
3,5	—	—	—	—	—	—	85,75	104,125	122,5	140,875	159,25	177,625	196	214,375	232,75	251,125
4	—	—	—	—	—	—	—	128	152	176	200	224	248	272	296	320
4,5	—	—	—	—	—	—	—	—	182,25	212,625	243	273,375	303,75	334,125	364,5	394,875
5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	250	287,5	325	362,5	400	437,5	475
5,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	332,75	378,125	423,5	468,875	514,25	559,625
6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	432	486	540	594	648
6,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	549.25	612,625	676	739,315
7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	686	759,5	833
7,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	843,75	928,125
8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1024

Примечания. 1. a_i — расстояние от заделки балки до места приложения нагрузки; $a_к$ — расстояние от заделки балки до места, где определяется прогиб; c — длины участков, на которые разбивается балка для расчёта [7].

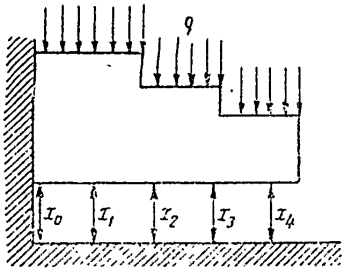
2. Табл. 1 и 2 заимствованы из книги проф. Б. Н. Жемочкина и А. Н. Синицина «Практические методы расчёта фундаментных балок и плит на упругом основании», Стройиздат, 1947.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

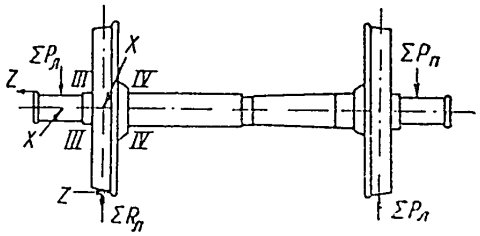
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

эпюр в пределах третьего участка нужно разделить результаты на $\frac{EI_3}{EI_2}$. Кроме того, найденные путём перемножения эпюр прогибы следует помножить на πE_0.

При прохождении вагона по кривым участкам пути ось колёсной пары будет находиться под действием сил (фиг. 11). При этом в сечениях $III-III$ и $IV-IV$ возникнут изгибающие моменты, соответственно равные M_{III} и M_{IV}.

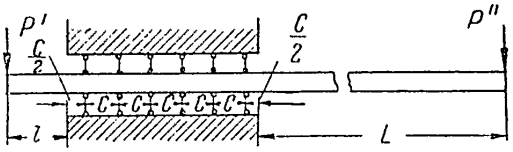


Фиг. 10. Основная система

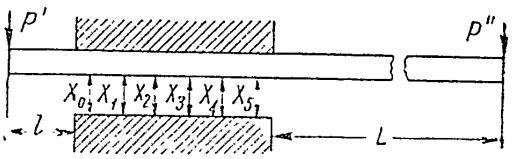


Фиг. 11. Силы, действующие на вагонную ось в кривых участках пути

В результате действия на ось сил по схеме фиг. 11 между ступицей колеса и подступичной частью оси возникнут дополнительные к запрессовочным давления, величины и распределение которых могут быть определены путём замены схемы сил, действующих на ось колёсной пары, эквивалентной ей расчётной схемой (фиг. 12). Будем рассматривать ось, запрессованную



Фиг. 12. Эквивалентная расчётная схема оси при движении в кривых



Фиг. 13. Основная система сил

в ступицу колеса, как балку, защемлённую в упругую среду. При этом величины сил, действующих на правую и левую консоли балки расчётной схемы, определяются из следующих отношений:

$$P' = \frac{\sum M_{III}}{l}; \qquad (5)$$

$$P'' = \frac{\sum M_{IV}}{L}.$$

Основная система представлена на фиг. 13.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Система канонических уравнений для определения неизвестных X_0, X_1, X_2 и т. д. упругой заделки от силы, действующей на правую консоль балки, будет:

$$\left.\begin{aligned}
&X_0\Delta_{00}+X_1\Delta_{01}+X_2\Delta_{02}+X_3\Delta_{03}+X_4\Delta_{04}+X_5\Delta_{05}+u_0=0\\
&X_0\Delta_{10}+X_1\Delta_{11}+X_2\Delta_{12}+X_3\Delta_{13}+X_4\Delta_{14}+X_5\Delta_{15}+\varphi_0+u_0=0\\
&X_0\Delta_{20}+X_1\Delta_{21}+X_2\Delta_{22}+X_3\Delta_{23}+X_4\Delta_{24}+X_5\Delta_{25}+2\varphi_0+u_0=0\\
&X_0\Delta_{30}+X_1\Delta_{31}+X_2\Delta_{32}+X_3\Delta_{33}+X_4\Delta_{34}+X_5\Delta_{35}+3\varphi_0+u_0=0\\
&X_0\Delta_{40}+X_1\Delta_{41}+X_2\Delta_{42}+X_3\Delta_{43}+X_4\Delta_{44}+X_5\Delta_{45}+4\varphi_0+u_0=0\\
&X_0\Delta_{50}+X_1\Delta_{51}+X_2\Delta_{52}+X_3\Delta_{53}+X_4\Delta_{54}+X_5\Delta_{55}+5\varphi_0+u_0=0\\
&X_0+X_1+X_2+X_3+X_4+X_5-P''=0\\
&X_1+2X_2+3X_3+4X_4+5X_5+\frac{\sum M_{IV}}{c}=0
\end{aligned}\right\}\quad(6)$$

То же от силы, действующей на левую консоль балки:

$$\left.\begin{aligned}
&X_5\Delta_{00}+X_4\Delta_{01}+X_3\Delta_{02}+X_2\Delta_{03}+X_1\Delta_{04}+\\
&\quad+X_0\Delta_{05}+u_0=0\\
&X_5\Delta_{10}+X_4\Delta_{11}+X_3\Delta_{12}+X_2\Delta_{13}+X_1\Delta_{14}+\\
&\quad+X_0\Delta_{05}+\varphi_0+u_0=0\\
&X_5\Delta_{20}+X_4\Delta_{21}+X_3\Delta_{22}+X_2\Delta_{23}+X_1\Delta_{24}+\\
&\quad+X_0\Delta_{05}+2\varphi_0+u_0=0\\
&X_5\Delta_{30}+X_4\Delta_{31}+X_3\Delta_{32}+X_2\Delta_{33}+X_1\Delta_{34}+\\
&\quad+X_0\Delta_{05}+3\varphi_0+u_0=0\\
&X_5\Delta_{40}+X_4\Delta_{41}+X_3\Delta_{42}+X_2\Delta_{43}+X_1\Delta_{44}+\\
&\quad+X_0\Delta_{05}+4\varphi_0+u_0=0\\
&X_5\Delta_{50}+X_4\Delta_{51}+X_3\Delta_{52}+X_2\Delta_{53}+X_1\Delta_{54}+\\
&\quad+X_0\Delta_{05}+5\varphi_0+u_0=0\\
&X_5+X_4+X_3+X_2+X_1+X_0-P'=0\\
&X_5+2X_4+3X_3+4X_2+5X_1+\frac{\sum M_{III}}{c}=0
\end{aligned}\right\}\quad(7)$$

где X_0, X_1, X_2 и т. д. — силы, действующие на подступичную часть оси взамен отброшенных связей;

Δ_{00}, Δ_{01}, Δ_{02}, Δ_{03} и т. д. — перемещения от единичных сил;

φ_0 — угол поворота в месте условной заделки;

u_0 — перемещение внутренней поверхности упругой заделки.

Составляя уравнение моментов сил, следует иметь в виду, что плечи уменьшены в C раз, в силу чего и момент внешних сил уменьшен в C раз.

Перемещения какой-либо точки K по направлению силы X_K от действия единичной силы, приложенной к точке I (фиг. 14),

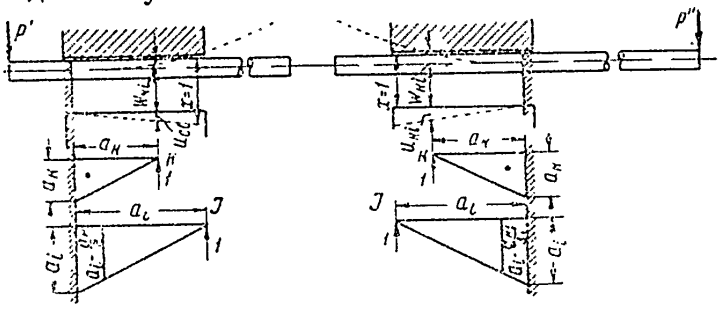
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

будут состоять из перемещения точек внутренней поверхности ступицы как упругой среды $u_{\kappa i}$ и прогиба балки $w_{\kappa i}$, т. е.

$$\Delta_{\kappa i} = u_{\kappa i} + w_{\kappa i}. \tag{8}$$

Полученные при этом результаты будут справедливы только для случая абсолютно жёсткой ступицы, т. е. для случая заделки балки в упругое полупространство.



Фиг. 14. Схема перемещения точки K под действием единичной силы

Существующие же конструкции ступиц вагонных колёс имеют ограниченные размеры, вследствие чего они обладают ограниченной жёсткостью и не могут быть рассматриваемыми как упругое полупространство В данном случае перемещения от единичных сил будут состоять из перемещения точек внутренней поверхности ступицы колеса как упругой среды, прогиба оси как балки, защемлённой в упругую среду, за вычетом прогиба ступицы колеса, т. е.

$$\Delta_{\kappa i} = u_{\kappa i} + w_{\kappa i} - v_{\kappa i}. \tag{9}$$

Перемещения точек внутренней поверхности ступицы колеса как упругой среды определяем по формуле (4):

$$u_{\kappa i} = \frac{(1+\mu)(3-4\mu)}{8\pi E_{\kappa}(1-\mu)c}\left[F^{I}_{\kappa i} + \frac{1}{3-4\mu}F^{II}_{\kappa i} + \mu\frac{(1-2\mu)}{3-4\mu}F^{III}_{\kappa i}\right],$$

где μ — коэфициент поперечного сжатия;

E_{κ} — модуль упругости стали колеса в *кг/см*²;

c — расстояние между фиктивными стержнями системы в *см*;

$F^{I}_{\kappa i}$, $F^{II}_{\kappa i}$, $F^{III}_{\kappa i}$ — находятся по табл. 3, 4 и 5.

Прогиб оси, как балки, защемлённой в упругую среду, определяем путём перемножения двух эпюр от единичных сил, приложенных в точках K и I (см. фиг. 14):

$$w_{\kappa i} = \frac{a_{\kappa}^2}{2}\left(a_i - \frac{a_{\kappa}}{3}\right)\frac{1}{E_0 I_0} = \frac{a_{\kappa}^2(3a_i - a_{\kappa})}{6E_0 I_0}.$$

Приравнивая

$$\left(\frac{a_{\kappa}}{c}\right)^2\left(3\frac{a_i}{c} - \frac{a_{\kappa}}{c}\right) = \bar{w}_{\kappa i},$$

получим

$$w_{\kappa i} = \frac{c^3}{6E_0 I_0}\bar{w}_{\kappa i}.$$

Значения $w_{\kappa i}$ приведены в табл. 6.

Таблица 3

Функция $F^{I}_{\kappa i}$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Функция $F^{I}_{\kappa i}$

Таблица 3

a_{κ}/c \ a_i/c	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	4,563	1,543	0,840	0,586	0,451	0,367	0,310	0,268	0,236	0,211	0,191
1	—	3,860	1,289	0,705	0,502	0,394	0,325	0,278	0,243	0,216	0,194
2	—	—	3,725	1,205	0,648	0,460	0,362	0,300	0,258	0,226	0,202
3	—	—	—	3,668	1,163	0,616	0,435	0,342	0,283	0,244	0,214
4	—	—	—	—	3,636	1,138	0,596	0,418	0,328	0,271	0,234
5	—	—	—	—	—	3,616	1,121	0,582	0,406	0,318	0,263
6	—	—	—	—	—	—	3,602	1,109	0,572	0,398	0,310
7	—	—	—	—	—	—	—	3,592	1,101	0,564	0,391
8	—	—	—	—	—	—	—	—	3,584	1,094	0,558
9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3,578	1,088
10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3,578

Функция $F^{II}_{\kappa i}$

Таблица 4

a_{κ}/c \ a_i/c	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	0,500	0,188	0,093	0,053	0,036	0,025	0,019	0,015	0,012	0,010	0,008
1	—	0,167	0,117	0,084	0,063	0,048	0,038	0,031	0,026	0,021	0,018
2	—	—	0,100	0,081	0,066	0,054	0,045	0,038	0,032	0,027	0,024
3	—	—	—	0,071	0,062	0,053	0,046	0,039	0,034	0,030	0,027
4	—	—	—	—	0,056	0,050	0,044	0,039	0,035	0,031	0,028
5	—	—	—	—	—	0,045	0,041	0,038	0,034	0,031	0,028
6	—	—	—	—	—	—	0,038	0,036	0,033	0,030	0,028
7	—	—	—	—	—	—	—	0,033	0,031	0,029	0,027
8	—	—	—	—	—	—	—	—	0,029	0,028	0,026
9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,026	0,025
10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,024

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Таблица 5

Функция $F^{III}_{\kappa i}$

a_{κ}/c \ a_i/c	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	—2,000	—1,000	—0,667	—0,500	—0,400	—0,333	—0,286	—0,250	—0,222	—0,200	—0,182
1	—	—0,667	—0,500	—0,400	—0,333	—0,286	—0,250	—0,220	—0,200	—0,182	—0,167
2	—	—	—0,400	—0,333	—0,286	—0,250	—0,222	—0,200	—0,182	—0,167	—0,154
3	—	—	—	—0,286	—0,250	—0,222	—0,200	—0,182	—0,167	—0,154	—0,143
4	—	—	—	—	—0,222	—0,220	—0,182	—0,167	—0,154	—0,143	—0,133
5	—	—	—	—	—	—0,182	—0,167	—0,154	—0,143	—0,133	—0,125
6	—	—	—	—	—	—	—0,154	—0,145	—0,133	—0,125	—0,118
7	—	—	—	—	—	—	—	—0,133	—0,125	—0,118	—0,111
8	—	—	—	—	—	—	—	—	—0,118	—0,111	—0,105
9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—0,105	—0,100
10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—0,095

Таблица 6

Единичные прогибы $w_{\kappa i}$

a_{κ}/c \ a_i/c	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	5	8	11	14	17	20	23	26	29
2	—	16	28	40	52	64	76	88	100	112
3	—	—	54	81	108	135	162	189	216	243
4	—	—	—	128	176	224	272	320	368	416
5	—	—	—	—	250	325	400	475	550	625
6	—	—	—	—	—	432	540	648	756	864
7	—	—	—	—	—	—	686	833	980	1 127
8	—	—	—	—	—	—	—	1 024	1 216	1 408
9	—	—	—	—	—	—	—	—	1 458	1 701
10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2 000

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Прогиб ступицы колеса $v_{\kappa i}$ также определяем путём перемножения эпюр от единичных сил, в результате чего получаем

$$v_{\kappa i} = \frac{a_\kappa^2 (3a_i - a_\kappa)}{6E_\kappa I_\kappa}.$$

Приравнивая

$$\left(\frac{a_\kappa}{c}\right)^2 \left(3\frac{a_i}{c} - \frac{a_\kappa}{c}\right) = \bar{\omega}_{\kappa i},$$

получим

$$v_{\kappa i} = \frac{c^3}{6E_\kappa I_\kappa} \bar{\omega}_{\kappa i}.$$

Таким образом, суммарные перемещения от действия единичных сил, после подстановки найденных значений в уравнение (9), определятся:

$$\Delta_{\kappa i} = \frac{(1+\mu)(3-4\mu)}{8\pi E_\kappa (1-\mu) c}\left[F_{\kappa i}^{I} + \frac{1}{3-4\mu} F_{\kappa i}^{II} + \frac{\mu(1-2\mu)}{3-4\mu} F_{\kappa i}^{III}\right] + \left(\frac{1}{E_0 I_0} - \frac{1}{E_\kappa I_\kappa}\right)\frac{c^3}{6}\bar{\omega}_{\kappa i}.$$

В целях сокращения вычислений разделим все уравнения, за исключением уравнений равновесий, на $\frac{(1+\mu)(3-4\mu)}{8\pi E_\kappa (1-\mu) c}$.

Тогда

$$\Delta_{\kappa i} = F_{\kappa i}^{I} + \frac{1}{3-4\mu} F_{\kappa i}^{II} + \frac{\mu(1-2\mu)}{3-4\mu} F_{\kappa i}^{III} + \alpha \bar{\omega}_{\kappa i},$$

где

$$\alpha = \frac{4\pi E_\kappa (1-\mu)}{3(1+\mu)(3-4\mu)}\left(\frac{1}{E_0 I_0} - \frac{1}{E_\kappa I_\kappa}\right) c^4.$$

При $\mu = 0{,}3$

$$\Delta_{\kappa i} = F_{\kappa i}^{I} + 0{,}556 F_{\kappa i}^{II} + 0{,}0667 F_{\kappa i}^{III} + \alpha \bar{\omega}_{\kappa i}, \qquad (10)$$

где

$$\alpha = 0{,}4\pi E_\kappa \left(\frac{1}{E_0 I^*} - \frac{1}{E_\kappa I_\kappa}\right) c^4,$$

$I_\kappa = \frac{\pi}{64}(d_3^4 - d_2^4)$ — момент инерции ступицы колеса в $см^4$;

---

* I — момент инерции подступичной части оси (полой или сплошной) в $см^4$, вычисленный по формулам:

$I_n = \frac{\pi}{64}(d_2^4 - d_1^4)$ — момент инерции подступичной части полой оси;

$I_c = \frac{\pi}{64} d_2^4$ — момент инерции подступичной части оси сплошного сечения.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Следует, однако, иметь в виду, что входящие в состав системы канонических уравнений коэфициенты являются перемещениями, изменёнными в некоторое число раз. Вследствие этого деформации φ_0 и u_0, определяемые из уравнений, будут изменены в то же число раз.

Для получения истинного значения деформаций необходимо умножить их на $\frac{(1+\mu)(3-\mu)}{8\pi E_к (1-\mu) c}$, а угол поворота, кроме того, разделить на c.

Действительные значения деформаций определяются следующими расчётными формулами:

$\varphi_c^{\partial} = \frac{(1+\mu)(3-4\mu)}{8\pi E_0^c (1-\mu) c}$ φ_0^c — для оси сплошного сечения;

$\varphi_n^{\partial} = \frac{(1+\mu)(3-4\mu)}{8\pi E_0^n (1-\mu) c}$ φ_0^n — для полой оси;

$u_c^{\partial} = \frac{(1+\mu)(3-4\mu)}{8\pi E_0^c (1-\mu) c}$ u_0^c — для оси сплошного сечения;

$u_n^{\partial} = \frac{(1+\mu)(3-4\mu)}{8\pi E_0^n (1-\mu) c}$ u_0^n — для полой оси,

где $E_к$, E_0^n и E_0^c — соответственно модули упругости стали колеса, полой оси и оси сплошного сечения в *кг/см²*;

μ — коэфициент поперечного сжатия материала оси и колеса;

c — расстояние между точками приложения сил в *см*;

I_n и I_c — моменты инерции подступичных частей соответственно полой оси и оси сплошного сечения в *см⁴*.

Определив перемещения от единичных сил и подставив их в уравнения (6) и (7), определяем неизвестные.

Величину и распределение давления по поверхности подступичной части оси можно определить, пользуясь построением, изображённым на фиг. 15, где величины

$$dF = dsc = r_2\, d\alpha\, c;$$

$$dX = r_2\, d\alpha\, cq;$$

$$X = 2\int_0^{\frac{\pi}{2}} qr_2\, d\alpha\, c \cos\alpha;$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

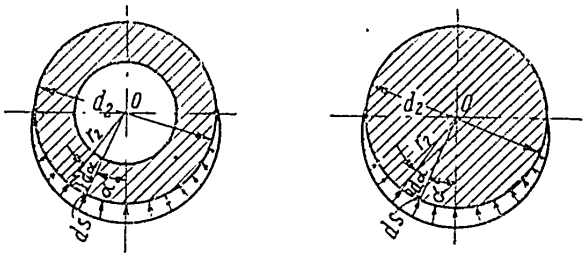
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

выражая r_2 через $\frac{d_2}{2}$ и интегрируя последнее выражение, получим

$$q = \frac{4X\cos\alpha}{\pi d_2 c};$$

при $\alpha = 0$

$$q = \frac{4X}{\pi d_2 c}. \qquad (11)$$



Фиг. 15. Построение для определения величины и распределения давлений на поверхность подступичной части оси

2. Пример расчёта прочности подступичных частей вагонных осей

На основании теоретического исследования величин и распределения давлений, возникающих на поверхности контакта подступичной части оси, определим распределение давлений и возникающие при этом напряжения в сечениях подступичной части полой оси и оси сплошного сечения.

Принимаем следующие расчётные данные:

$l_к = 20$ *см* — длина ступицы колеса;

$d_3 = 30$ *см* — наружный диаметр цилиндрической ступицы колеса;

$d_2 = 18{,}2$ *см* — наружный диаметр подступичной части полой оси и оси сплошного сечения;

$d_1 = 9$ *см* — внутренний диаметр подступичной части полой оси;

$L = 167{,}7$ *см* — длина правой консоли балки (см. фиг. 12);

$l = 20$ *см* — длина левой консоли балки (см. фиг. 12);

$c_1 = 2{,}222$ *см* — расстояние между точками приложения сил (см. фиг. 9);

$c_2 = 3{,}3$ *см* — расстояние между точками приложения нагрузки (см. фиг. 12);

$\sum M_{III} = 438\,261$ *кгсм* — суммарный изгибающий момент в сечении *III — III* (см. фиг. 11);

$\sum M_{IV} = 804\,790$ *кгсм* — суммарный изгибающий момент в сечении *IV — IV* (см. фиг. 11);

$E_к = 2\,200\,000$ *кг/см²* — модуль упругости стали колеса;

$E_0^n = 2\,135\,000$ *кг/см²* — модуль упругости стали полой оси;

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

$E_0^c = 2\,175\,000$ *кг/см²* — модуль упругости стали оси сплошного сечения;

$h = 5{,}9$ *см*—толщина стенки ступицы (высота расчётной балки);

$I_к = \dfrac{1 \cdot h^3}{12(1-\mu^2)}$ *см*⁴ — момент инерции расчётной балки (элемента, вырезанного из ступицы колеса);

$I_0^n = \dfrac{\pi}{64}(d_2^4 - d_1^4) = \dfrac{3{,}14}{64}(18{,}2^4 - 9^4) = 5\,061{,}68$ *см*⁴ — момент инерции подступичной части полой оси;

$I_0^c = \dfrac{\pi}{64} d_2^4 = \dfrac{3{,}14}{64}\, 18{,}2^4 = 5\,383{,}183$ *см*⁴ — момент инерции подступичной части оси сплошного сечения:

$$E_0^n I_0^n = 2\,135\,000 \cdot 5061{,}68 = 10\,806\,686\,800 \text{ кгсм}^2;$$

$$E_0^c I_0^c = 2\,175\,000 \cdot 5383{,}188 = 11\,708\,423\,025 \text{ кгсм}^2.$$

Перемещения от единичных сил определим по формуле

$$\Delta_{ki} = F_{ki} + \alpha \bar{w}_{ki},$$

где для полой оси

$$\alpha_n = \frac{2\pi E_0^n c_1^3}{E_к h^3} \cdot \frac{E_0^n I_0^n}{E_0^c I_0^c} =$$

$$= \frac{2 \cdot 3 \cdot 14 \cdot 2\,135\,000 \cdot 2{,}222^3}{2\,200\,000 \cdot 59^3} \cdot \frac{10\,806\,686\,800}{11\,708\,423\,025} = 0{,}30835;$$

для оси сплошного сечения

$$\alpha_c = \frac{2\pi E_0^c c_1^3}{E_к h^3} = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 2\,175\,000 \cdot 2{,}222^3}{2\,200\,000 \cdot 5{,}9^3} = 0{,}33455.$$

Пользуясь приведённой выше формулой (4) и расчётными данными табл. 1 и 2, вычислим перемещения от единичных сил для случая запрессовки полой оси в ступицу колеса:

$\Delta_{00} = 0;$
$\Delta_{01} = -2 \cdot 3{,}296 = -6{,}59200;$
$\Delta_{02} = -2 \cdot 4{,}751 = -9{,}50200;$
$\Delta_{03} = -2 \cdot 5{,}574 = -11{,}14800;$
$\Delta_{04} = -2 \cdot 6{,}154 = -12{,}30800;$
$\Delta_{11} = 0 - 4{,}451 + 0{,}30835 \cdot 2 = -3{,}83430;$
$\Delta_{12} = --3{,}296 - 5{,}574 + 0{,}30835 \cdot 5 = -7{,}82825;$
$\Delta_{13} = -4{,}751 - 6{,}154 + 0{,}30835 \cdot 8 = -8{,}43820;$
$\Delta_{14} = -5{,}574 - 6{,}602 + 0{,}30835 \cdot 11 = -8{,}78415;$
$\Delta_{22} = 0 - 6{,}154 + 0{,}30835 \cdot 16 = -1{,}22040;$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

$$\Delta_{23} = -3{,}296 - 6{,}602 + 0{,}30835 \cdot 28 = -1{,}26420;$$
$$\Delta_{24} = -4{,}751 - 6{,}967 + 0{,}30835 \cdot 40 = +0{,}61540;$$
$$\Delta_{33} = -0 - 6{,}967 + 0{,}30835 \cdot 54 = +2{,}68390;$$
$$\Delta_{34} = -3{,}296 - 7{,}276 + 0{,}30835 \cdot 81 = +14{,}40435;$$
$$\Delta_{44} = -0 - 7{,}544 + 0{,}30825 \cdot 128 = +31{,}92480;$$
$$\Delta_{19} = -0{,}30835\,(2 + 5 + 8 + 11) = -8{,}01710;$$
$$\Delta_{29} = -0{,}30835\,(5 + 16 + 28 + 40) = -27{,}44317;$$
$$\Delta_{39} = -0{,}30825\,(8 + 28 + 54 + 81) = -52{,}72783;$$
$$\Delta_{49} = -0{,}30835\,(11 + 40 + 81 + 128) = -80{,}17100.$$

Подставляя найденные значения перемещений от единичных сил в систему канонических уравнений (2), получим:

$$0X_0 - 6{,}5920\,X_1 - 9{,}50200\,X_2 - 11{,}14800\,X_3 - 12{,}30800\,X_4 - y = 0$$
$$-6{,}5920X_0 - 4{,}13330X_1 - 7{,}32825X_2 - 8{,}43820X_3 - 8{,}78415X_4 - $$
$$- y_0 - 8{,}01710 = 0;$$
$$-9{,}50200X_0 - 7{,}32825X_1 - 1{,}22040X_2 - 1{,}26420X_3 + 0{,}61540X_4 -$$
$$- y_0 - 27{,}44317 = 0;$$
$$-11{,}14800X_0 - 8{,}43820X_1 - 1{,}26420X_2 + 9{,}68390X_3 + 14{,}40435X_4 -$$
$$- y_0 - 52{,}72785 = 0;$$
$$-12{,}30800X_0 - 8{,}78415X_1 + 0{,}61540X_2 + 14{,}40435X_3 + 31{,}92480X_4 -$$
$$- y_0 - 80{,}17100 = 0;$$
$$-X_0 - X_1 - X_2 - X_3 - X_4 + 4{,}5 = 0.$$

Решая эту систему методом подстановки в табличной форме, получим:

$$y_0 = -4{,}04265;\ X_0 = +0{,}48326;\ X_1 = +0{,}95185;\ X_2 = 0{,}91644;$$
$$X_3 = +0{,}86177;\ X_4 = +1{,}28669.$$

По найденным неизвестным строим эпюру распределения давлений по длине подступичной части полой оси (фиг. 16).

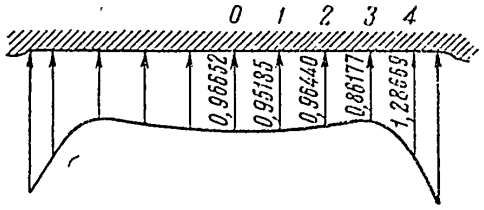
Аналогичным образом вычислены перемещения от единичных сил для случая запрессовки оси сплошного сечения в ступицу колеса:

$$\Delta_{00} = 0;$$
$$\Delta_{01} = -2 \cdot 3{,}296 = -6{,}59200;$$
$$\Delta_{02} = -2 \cdot 4{,}751 = -9{,}50200;$$
$$\Delta_{03} = -2 \cdot 5{,}574 = -11{,}14800;$$
$$\Delta_{04} = -2 \cdot 6{,}154 = -12{,}30800;$$
$$\Delta_{11} = -0 - 4{,}751 + 0{,}33455 \cdot 2 = -4{,}08190;$$
$$\Delta_{12} = -3{,}296 - 5{,}574 + 0{,}33455 \cdot 5 = -7{,}19725;$$
$$\Delta_{13} = -4{,}751 - 6{,}154 + 0{,}33455 \cdot 8 = -8{,}22860;$$
$$\Delta_{14} = -5{,}574 - 6{,}602 + 0{,}33455 \cdot 11 = -8{,}49595;$$

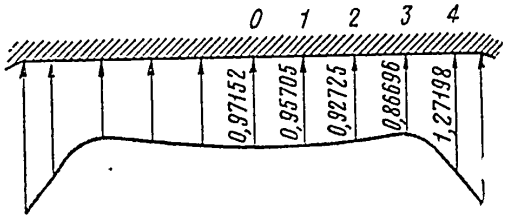
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

$$\Delta_{22} = -0 - 6{,}154 + 0{,}33455 \cdot 16 = -0{,}80120;$$
$$\Delta_{23} = -3{,}296 - 6{,}602 + 0{,}33455 \cdot 28 = -0{,}53060;$$
$$\Delta_{24} = -4{,}751 - 6{,}967 + 0{,}33455 \cdot 40 = +1{,}66400;$$
$$\Delta_{33} = 0 - 6{,}967 + 0{,}33455 \cdot 54 = +11{,}09870;$$
$$\Delta_{34} = -3{,}296 - 7{,}276 + 0{,}33455 \cdot 81 = +16{,}52055;$$
$$\Delta_{44} = 0 - 7{,}544 + 0{,}33455 \cdot 128 = +35{,}27840;$$
$$\Delta_{19} = -0{,}33455\,(2 + 5 + 8 + 11) = -8{,}69830;$$
$$\Delta_{29} = -0{,}33455\,(5 + 16 + 28 + 40) = -29{,}77495;$$
$$\Delta_{39} = -0{,}33455\,(8 + 28 + 54 + 81) = -57{,}20805;$$
$$\Delta_{49} = -0{,}33455\,(11 + 40 + 81 + 128) = -89{,}98300.$$



Фиг. 16. Эпюра распределения давлений по длине подступичной части полой оси



Фиг. 17. Эпюра распределения давлений по длине подступичной части оси сплошного сечения

Коэфициенты при неизвестных, свободные члены, а также результаты решения систем уравнений приведены в табл. 7.

Таблица 7

X_0	X_1	X_2	X_3	X_4	y_0	Свободные члены
0	—6,59200	—9,50200	—11,14800	—12,30800	—1	0
— 6,59200	—4,08190	—7,19725	— 8,22860	— 8,49595	—1	8,69830
— 9,50200	—7,19725	—0,80120	— 0,53060	— 1,66400	—1	29,77495
—11,14800	—8,22860	—0,53060	—11,09870	16,52055	—1	57,20805
—12,30800	—8,49595	—1,66400	—16,52055	35,27840	—1	89,98300
—1	—1	—1	—1	—1	0	— 4,5

Результат решения

X_0	X_1	X_2	X_3	X_4	y_0
0,48576	0,95705	0,92725	0,86696	1,27198	4,03543

По полученным значениям неизвестных X_0, X_1, X_2 и т. д. строим эпюру распределения удельных давлений по длине подступичной части оси сплошного сечения (фиг. 17).

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Расчёт величин и распределение удельных давлений, возникающих на поверхности контакта балок, мысленно вырезанных из ступиц колёс, с подступичными частями полой оси и оси сплошного сечения, представляющих собой упругие основания, произведён нами при действии на балку равномерно распределённой нагрузки $q = 1$. Поэтому полученные значения ординат на эпюрах фиг. 16 и 17 представляют собой коэфициенты, на которые необходимо умножить средние значения удельных давлений, возникающих между ступицами колёс и подступичными частями осей при запрессовке.

В случае цилиндрической формы ступицы среднее значение удельного давления может быть определено по следующим формулам теории расчёта толстостенных цилиндров:

для полой оси

$$q_n = \frac{\Delta_n E_0^n}{d_2} \cdot \frac{(d_2^2 - d_1^2)(d_3^2 - d_1^2)}{d_2 (d_3^2 - d_1^2)}$$

и для оси сплошного сечения

$$q_c = \frac{\Delta_c E_0^c}{d_2} \left(\frac{d_3^2 - d_2^2}{d_3^2} \right),$$

где Δ_n и Δ_c — натяги, принятые при запрессовке полой оси и оси сплошного сечения (остальные обозначения имеют прежние значения).

Во время движения вагона по кривым участкам пути на ось колёсной пары будут действовать силы, изображённые на схеме фиг. 11. При этом в сечениях $III - III$ и $IV - IV$ возникнут изгибающие моменты, соответственно равные $\sum M_{III} = 438\,201$ *кгсм* и $\sum M_{IV} = 804\,790$ *кгсм*, а между ступицей колеса и подступичной частью оси возникнут дополнительные (к запрессовочным) удельные давления, величины и распространение которых могут быть определены из рассмотрения оси, запрессованной в ступицу колеса, как балки, защемлённой в упругую среду.

Величины сил, действующих на правую и левую консоли балки применительно к расчётной схеме фиг. 12, определяем из отношения изгибающих моментов к их плечам:

$$P' = \frac{\sum M_{III}}{l} = \frac{4{,}38261}{0{,}2} = 21{,}913\ m;$$

$$P'' = \frac{\sum M_{IV}}{L} = \frac{8{,}04\,790}{1{,}677} = 4{,}8\ m.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Отношения изгибающих моментов к расстоянию между силами (линейная нагрузка):

$$\frac{\sum M_{III}}{c} = \frac{4{,}88261}{0{,}033} = 132{,}8060\ m;$$

$$\frac{\sum M_{IV}}{c} = \frac{8{,}04\,790}{0{,}033} = 243\ m.$$

Отношение наружного диаметра подступичной части полой оси к расстоянию между точками приложения сил

$$\frac{d_2}{c} = \frac{18{,}2}{3{,}3} = 5{,}5.$$

Согласно уравнению (9) перемещение от единичных сил при $\mu = 0{,}3$

$$\Delta_{\kappa i} = F^{I}_{\kappa i} + 0{,}556\, F^{II}_{\kappa i} + 0{,}0667\, F^{III}_{\kappa i} + \alpha\, \bar{w}_{\kappa i},$$

где

$$\alpha = 0{,}4\,\pi\, E_\kappa \left(\frac{1}{E_0 I} - \frac{1}{E_\kappa I_\kappa}\right) c^4;$$

$$I_\kappa = \frac{\pi}{64}\left(d_3^4 - d_2^4\right) = \frac{3{,}14}{64}\left(30^4 - 18{,}2^4\right) =$$

$$= \frac{3{,}14}{64}\left(810\,000 - 109\,720\right) = 29451{,}24\ см^4;$$

$$I_0^n = \frac{\pi}{64}\left(d_2^4 - d_1^4\right) = \frac{3{,}14}{64}\left(182^4 - 9^4\right) = 5061{,}68\ см^4;$$

$$I_0^n = \frac{\pi}{64}\, d_2^4 = \frac{3{,}14}{64}\, 18{,}2^4 = 5383{,}183\ см^4;$$

$$E_\kappa I_\kappa = 2\,200\,000 \cdot 29451{,}24 = 64\,792\,728\,000\ кгсм^2;$$

$$E_0^n I_c = 2\,135\,000 \cdot 5061{,}68 = 10\,806\,686\,800\ кгсм^2;$$

$$E_0^c I_0^c = 2\,175\,000 \cdot 5383{,}83 = 11\,708\,423\,025\ кгсм^2;$$

$$\alpha_n = 0{,}4 \cdot 3{,}14 \cdot 2\,200\,000 \left(\frac{1}{10\,806\,686\,800} - \frac{1}{64\,792\,728\,000}\right) \times$$

$$\times 3{,}33^4 = 0{,}0309;$$

$$\alpha_c = 0{,}4 \cdot 3{,}14 \cdot 2\,200\,000 \left(\frac{1}{11\,708\,423\,025} - \frac{1}{64\,792\,728\,000}\right) \times$$

$$\times\, 3{,}33^4 = 0{,}0285.$$

Перемещения от единичных сил полой оси как балки, защемлённой в упругой среде, будут (табл. 8):

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Таблица 8

Δ_{00}	Δ_{01}	Δ_{02}	Δ_{03}	Δ_{04}	Δ_{05}
2,1446000	1,1398280	0,7362191	0,5392300	0,4233360	0,3476889
Δ_{11}	Δ_{12}	Δ_{13}	Δ_{14}	Δ_{15}	
1,7371631	1,1012020	0,8842240	0,8167169	0,7962118	
Δ_{22}	Δ_{23}	Δ_{24}	Δ_{25}		
2,5387200	1,7020249	1,8176198	2,0481490		
Δ_{33}	Δ_{34}	Δ_{35}			
3,1509993	3,3216970	3,8856606			
Δ_{44}	Δ_{45}				
5,4035286	6,2916600				
Δ_{55}					
9,1508806					

Коэфициенты при неизвестных и свободные члены в системе канонических уравнений для правой консоли приведены в табл. 9, для левой — в табл. 10.

Таблица 9

X_0	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	u_0	φ_0	Свободный член
2,1446000	1,1396280	0,7362191	0,5392300	0,4233360	0,3476889	1	0	0
1,1398280	1,7371631	1,1012020	0,8842240	0,8167169	0,7962118	1	1	0
0,7362191	1,1012020	2,5387200	1,7020249	1,8176198	2,0481490	1	2	0
0,5392800	0,8842240	1,7020249	3,1509998	3,3216970	3,8858606	1	3	0
0,4233360	0,8167169	1,8176198	3,3216970	5,4035528	6,2916600	1	4	0
0,3476889	0,7962118	2,0481490	3,8858606	6,2916600	9,1508806	1	5	0
1	1	1	1	1.	1	0	0	4,8
0	1	2	3	4	5	0	0	—248

Таблица 10

X_0	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	u_0	φ_0	Свободный член
0,3476889	0,4233600	0,5392300	0,7362191	1,1398280	2,1446000	1	0	0
0,7962118	0,8167169	0,8842240	1,1012020	1,7371631	1,1398280	1	1	0
2,0481490	1,8176198	1,7020249	2,5387200	1,1012020	0,7362191	1	2	0
3,8858606	3,3216970	3,1509998	1,7020249	0,8842240	0,5392300	1	3	0
6,2916600	5,4035286	3,3216970	1,8176198	0,8167169	0,4233360	1	4	0
9,1508806	6,2916600	3,8858606	2,0481480	0,7962118	0,3476889	1	5	0
1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0		21,913
5,0	4,0	3,0	2,0	1,0	0	0		—132,806

Результаты решения систем уравнений табл. 9 и 10 приведены в табл. 11.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Таблица 11

X_0	X_1	X_2	X_3
37,5762434	—0,2285470	—3,9527555	—9,2519064
— 6,897847	—1,6123138	—0,8354843	—1,0374326

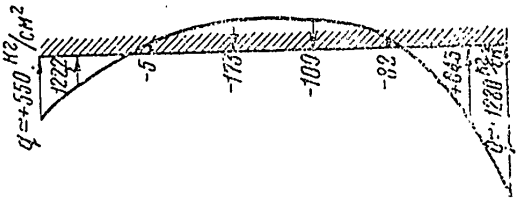
X_4	X_5	u_0	φ_0	
—6,9379161	—12,4974277	—65,1386538	50,8633430	Правая консоль
6,7436679	23,3388675	—55,0344038	23,0045470	Левая консоль

Наибольшие величины и распределение давлений по длине подступичной части полой оси были определены по формуле (11) и сведены в табл. 12.

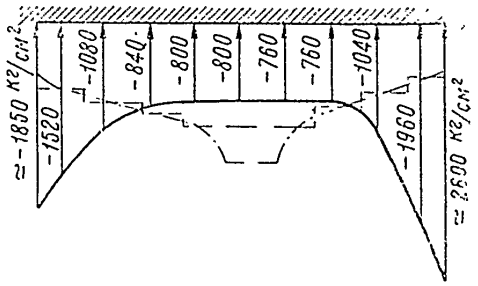
Таблица 12

Условное обозначение	Удельное давление в $кг/см^2$ на консолях балки		Суммарное удельное давление в $кг/см^2$	Примечание
	правой	левой		
q_0	+790	—145	+645	
q_1	— 48	— 34	— 82	
q_2	— 83	— 17,6	—100,6	$l_c = 3{,}33$ см
q_3	—195	+ 21,8	—173,2	
q_4	—146	+141	— 5	
q_5	—262	+484	+222	

Эпюра распределения давлений, возникающих в месте контакта между ступицей колеса и подступичной частью полой оси от действия внешних сил, соответствует фиг. 18.



Фиг. 18. Эпюра давлений в месте контакта между ступицей колеса и подступичной частью полой оси от действия внешних сил



Фиг. 19. Эпюра давлений в месте контакта между ступицей колеса и подступичной частью полой оси от действия внешних сил и сил, возникающих при запрессовке

Суммарная эпюра давлений от сил, возникающих при запрессовке и от действия внешних сил, представлена на фиг. 19.

Поступая подобным образом, можно составить систему канонических уравнений и для осей сплошного сечения; после

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

решения их могут быть построены соответствующие эпюры распределения давлений, возникающих в месте контакта между ступицей колеса и подступичной частью оси.

3. Результаты экспериментальных исследований

Теоретическое решение для определения величины и распределения давлений, возникающих между ступицей колеса и подступичной частью, было проверено на эксперименте. Для этого были изготовлены образцы ступиц (втулки) и подступичных частей оси (стержни) в половину натуральной величины в количестве 12 комплектов, которые были разделены на три группы

Втулки и стержни были изготовлены из осевой стали $\sigma_в = 55{,}2$ *кг/мм*^{2}; $\delta = 22\%$.

В целях более точного определения величин деформаций и напряжений, а также распределения их в сечениях подступичных частей полого стержня и стержня сплошного сечения при запрессовке внутренние поверхности втулок и внешние поверхности стержней были обработаны по I классу точности с повышенными против обычных норм требованиями.

Натяги при запрессовке во втулки стержней сплошного сечения принимались в пределах от 0,13 до 0,15 *мм*.

Эквивалентные натяги при запрессовке во втулки полых стержней, т. е. натяги, обеспечивающие одинаковую со стержнями сплошного сечения прочность прессового соединения, были определены исходя из равенства уравнений для определения удельных давлений, возникающих между ступицей колеса и подступичной частью полой оси и оси сплошного сечения, т. е.

$$q_n = q_c ,$$

но

$$q_n = \frac{\Delta_n E}{d_2} \cdot \frac{(d_2^2 - d_1^2)(d_3^2 - d_2^2)}{d_2^2 (d_3^2 - d_1^2)};$$

а

$$q_c = \frac{\Delta_c E}{d_2} \cdot \frac{d_3^2 - d_2^2}{d_3^2};$$

тогда

$$\frac{\Delta_n E}{d_2} \cdot \frac{(d_2^2 - d_1^2)(d_3^2 - d_2^2)}{d_2^2 (d_3^2 - d_1^2)} = \frac{\Delta_c E}{d_2} \cdot \frac{d_3^2 - d_2^2}{d_3^2},$$

откуда

$$\Delta_n = \Delta_c \frac{d_2^2 (d_3^2 - d_1^2)}{d_3^2 (d_2^2 - d_1^2)},$$

где q_n и q_c — удельные или контактные давления в *кг/см*^{2};

Δ_n и Δ_c — соответственно натяги при запрессовке во втулки полых стержней и стержней сплошного сечения в *мм*;

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

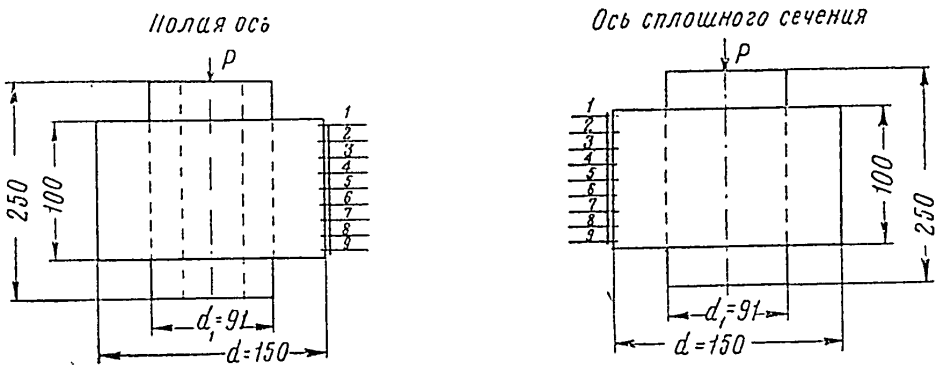
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

d_1 — внутренний диаметр полого стержня в *см*;
d_2 — наружный диаметр полого стержня в *см*;
d_3 — наружный диаметр втулки в *см*.

В результате расчёта получены натяги для запрессовки полых стержней $\Delta_n = 0{,}17 \div 0{,}19$ *мм*.

Экспериментальная проверка достоверности результатов теоретических исследований была произведена путём замера тангенциальных напряжений на внешних поверхностях втулок при запрессовке с последующим определением удельных давлений по одной из формул теории расчёта толстостенных цилиндров.

После предварительной подготовки образцов к опытам на внешних поверхностях втулок в расчётных точках были установлены тензометры (фиг. 20).



Фиг. 20. Схема установки тензометров на поверхностях втулок

Затем была произведена запрессовка стержней во втулки на гидравлическом прессе.

По данным замера деформаций определялись тангенциальные напряжения на внешних поверхностях втулок по формуле

$$\sigma_t = \frac{\Delta l E}{k_y b},$$

где Δl — показание тензометра;
E — модуль упругости стали втулок в *кг/см*^{2};
k_y — коэфициент увеличения тензометра;
b — база тензометра в *мм*.

После этого определялись величины удельных давлений, возникающих между втулками и стержнями при запрессовке по следующей формуле теории расчёта толстостенных цилиндров:

$$q = -\frac{\sigma_t (d_3^2 - d_2^2)}{2 d_2^2}.$$

По найденным опытным путём величинам удельных давлений были построены эпюры распределения давлений по длине подступичной части полого стержня и стержня сплошного сечения. Для удобства сравнения результатов теоретического и экспери-

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

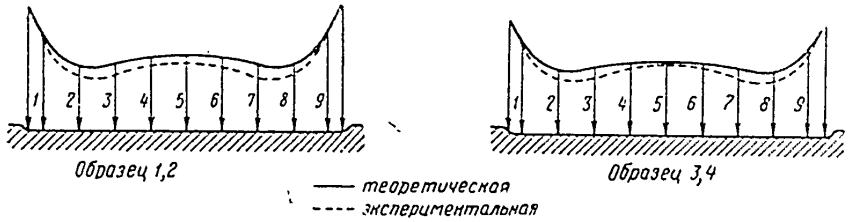
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

ментального исследований произведено наложение теоретических эпюр на опытные (табл. 13 и фиг. 21).

Таблица 13

№ образца	Натяги Δ_n в см	σ_t в кг/см² / q в кг/см²	№ точек замера напряжений σ_t								
			1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	0,019	σ_t	1 810	930	—	1 150	1 300	1 200	1 510	950	1 830
		q_n	1 580	810	—	1 000	1 130	1 050	1 320	830	1 590
2	0,019	σ_t	1 645	672	1 160	1 146	1 200	1 160	1 320	980	1 910
		q_n	1 435	585	1 010	1 000	1 050	1 010	1 150	854	1 660
3	0,015	σ_t	1 483	672	1 285	1 030	1 000	980	1 320	760	1 540
		q_c	1 293	586	1 060	900	872	855	1 105	665	1 340
4	0,015	σ_t / q_c	Опыт не состоялся								

Во втулках образцов второй группы было просверлено по 9 отверстий диаметром 2 *мм*, глубиной на 0,5 *мм* меньше тол-



Фиг. 21. Сравнение теоретических эпюр распределения удельных давлений в образцах *1—4* с экспериментальными

щины стенки втулки Во все отверстия были установлены индикаторы для замера перемещений внутренних поверхностей втулок при запрессовке в них стержней (фиг. 22).

Для обеспечения необходимой точности замера абсолютных перемещений точек внутренней поверхности втулок между втулкой и кондуктором помещались резиновые прокладки.

После подготовки производилась запрессовка стержней во втулки на гидравлическом прессе колёсного цеха Харьковского ВРЗ.

По данным замера радиальных перемещений точек внутренних поверхностей втулок были определены величины давлений, возникающих между подступичными частями стержней и втулок.

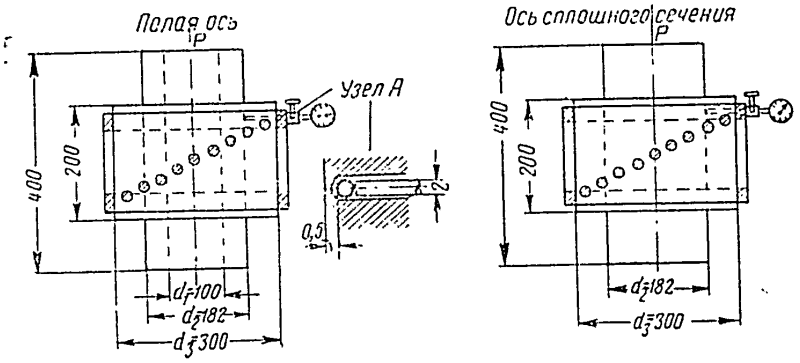
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Давления определялись по формуле теории расчёта толстостенных цилиндров

$$q = \frac{2\delta E}{d_2\left(\frac{d_2^2 + d_3^2}{d_3^2 - d_2^2} + \mu\right)},$$

где E — модуль упругости стали втулок (E_n и E_c) в *кг/см²*;
μ — коэфициент поперечного сжатия;
δ — радиальные перемещения точек внутренней поверхности втулок в *см*.



Фиг. 22. Схема установки индикаторов для замера перемещений внутренних поверхностей втулок при запрессовке в них стержней

По найденным опытным путём величинам удельных давлений строились эпюры распределения их по длине подступичной части полого стержня и стержня сплошного сечения (см. табл. 14 и фиг. 23).

Таблица 14

№ образца	Натяг Δ_n в *см*	$\frac{\delta см}{q кг/см^2}$	№ точек замера перемещений								
			1	2	3	4	5	6	7	8	9
5	0,027	δ . .	0,022	0,0165	0,019	0,0195	0,020	0,019	0,018	0,017	0,023
		q . .	—2 200	—1 650	—1 900	—1 950	—2 000	—1 900	—1 800	—1 700	—2 300
6	0,03	δ . .	0,025	0,020	0,021	0,024	0,022	0,021	—	0,021	0,026
		q . .	—2 500	—2 000	—2 100	—2 400	—2 200	—2 100	—	—2 100	—2 600
7	0,021	δ . .	0,019	0,013	0,016	0,018	0,018	—	0,015	0,012	0,020
		q . .	—1 900	—1 300	—1 600	—1 800	—1 800	—	—1 500	—1 200	—2 000
8	0,019	δ . .	0,017	0,009	0,013	0,016	0,015	0,012	—	0,01	0,019
		q . .	—1 700	— 900	—1 300	—1 600	—1 500	—1 200	—	—1 000	—1 900

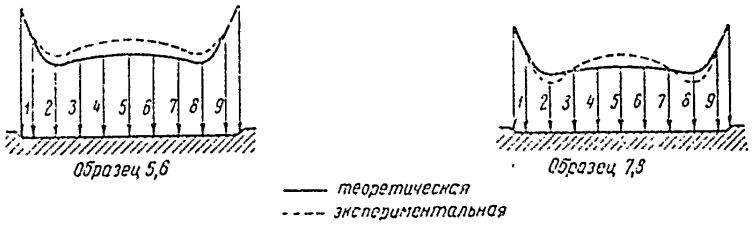
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

На фиг. 23 теоретические эпюры наложены на опытные.

На внешней поверхности втулок третьей группы были наклеены проволочные датчики.

По результатам замера напряжений во время запрессовки были определены величины удельных давлений, а затем по-



Фиг. 23. Сравнение теоретических эпюр распределения удельных давлений в образцах *5—8* с экспериментальными

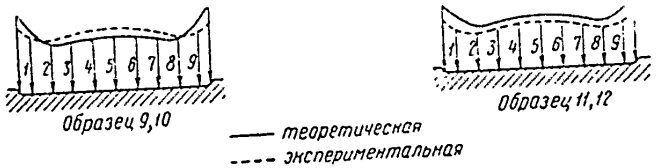
строены эпюры распределения их по длине подступичной части для полого стержня и стержня сплошного сечения (табл. 15 и фиг. 24).

Таблица 15

№ образца	Натяг в *см*	σ_t в *кг/см²* / q в *кг/см*	№ точек замера напряжений								
			1	2	3	4	5	6	7	8	9
9	0,0095	$\sigma_{t_н}$	1 460	1 263	1 380	1 380	1 400	1 370	1 332	1 230	1 300
		$\sigma_{t_в}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		$q_п$	1 280	1 100	1 200	1 200	1 220	1 190	1 160	1 070	1 130
			—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	0,0095	$\sigma_{t_н}$	1 330	1 172	1 300	1 310	1 275	1 240	1 265	1 150	1 240
		$\sigma_{t_в}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		$q_п$	1 160	1 020	1 130	1 140	1 100	1 080	1 100	1 000	1 080
			—	—	—	—	—	—	—	—	—
11	0,0075	$\sigma_{t_н}$	1 056	968	1 045	990	990	1 000	1 030	930	1 000
		$\sigma_{t_в}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		$q_с$	905	830	896	848	848	856	896	895	856
			—	—	—	—	—	—	—	—	—
12	0,0075	$\sigma_{t_н}$	1 210	925	1 055	1 065	1 065	1 055	1 045	880	1 000
		$\sigma_{t_в}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		$q_с$	1 050	805	917	926	926	917	926	765	870
			—	—	—	—	—	—	—	—	—

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1



Фиг. 24. Сравнение теоретических эпюр распределения удельных давлений в образцах *9 — 12* с экспериментальными

Заключение

Сопоставляя теоретические эпюры распределения давлений, возникающих между стержнями и втулками, при запрессовке с опытными, нетрудно убедиться в том, что величины ординат и распределение давлений вполне соизмеримы.

Это даёт право заключить, что изложенный нами приближённый метод теоретического исследования величин и распределения давлений даёт результаты расчёта, удовлетворительные для практических целей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попов А. А. Исследование прочности вагонной оси. Трансжелдориздат, 1934.

2. Попов А. А. Теоретические исследования деформаций вагонных колёс. Гострансиздат, 1932.

3. Попов А. А. Расчёт бруса и оболочки большой кривизны. Трансжелдориздат, 1935.

4. Кузнецов В. И. Упругое основание. Стройиздат, 1952.

5. Жемочкин Б. Н. Расчёт балок на упругом полупространстве и полуплоскости. Изд. ВИА РККА. 1937.

6. Жемочкин Б. Н. Расчёт упругой заделки стержня. Стройиздат, 1943.

7. Жемочкин Б. Н. и Синицын А. Н. Практические методы расчёта фундаментных балок и плит на упругом основании. Стройиздат, 1947.

8. Зобнин Н. П. Обработка и запрессовка колёсных пар. Трансжелдориздат, 1944.

9. Серенсен С. В. Прочность валов и осей в связи с напрессовкой деталей. Сборник статей Института машиноведения АН СССР. Изд. АН СССР, 1944.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Ассистент А. Н. ЧУХЛЕВ

ДИАГРАММА ИЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПРЕВРАЩЕНИЙ АУСТЕНИТА СЕРОГО ЧУГУНА В ОБЛАСТИ СРЕДНИХ ТЕМПЕРАТУР

Удельный вес чугунных отливок в современном машиностроении составляет около 50% веса изготовляемых машин. Всё возрастающее развитие техники значительно расширило сферы применения чугуна в связи с повышением его механических качеств.

Решение поставленной директивами XIX съезда партии задачи о снижении веса машин при улучшении их качества связано с дальнейшим внедрением в производство новых методов термической обработки металла, повышающих его физические свойства.

Одним из таких методов является изотермическая обработка.

До последнего времени изотермическая закалка практически широко применялась для стальных деталей. Между тем чугун как объект изотермической закалки заслуживает безусловного внимания.

Преимущества изотермической закалки выражаются в устранении структурных и термических напряжений, а также в повышении механических свойств, что расширяет возможность применения чугуна как конструкционного материала и, следовательно, как заменителя стали и сплавов цветных металлов. В то же время теоретические исследования поведения в чугуне переохлаждённого аустенита недостаточно освещены в литературе.

Настоящая работа ставит задачу изучить поведение переохлаждённого аустенита серого чугуна в области средних температур.

На анизометре системы акад. Н. С. Акулова подвергался исследованию серый чугун, изготовленный в обычных производственных условиях, применяемый для отливки деталей золотниковой группы паровозов.

Образцы для исследования изготовлялись из паровозной золотниковой втулки, отлитой в сухую земляную форму.

Химический состав чугуна был: Si — 1,82%; Mn — 0,75%; P — 0,19%; S — 0,093%.

Микроструктура — среднепластинчатый перлит без наличия избыточных фаз, среднепластинчатый графит.

Твёрдость по Бринеллю — 182 единицы.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Условия исследования:

Аустенизация проводилась в воздушном термостате при $t = 890°$.

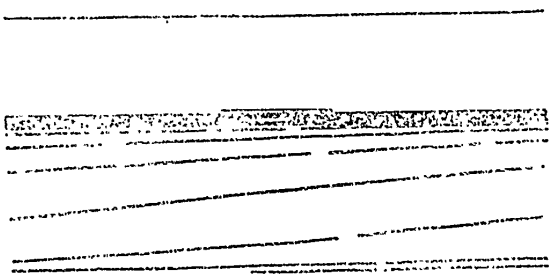
Напряжённость магнитного поля 3 500 *эрстед*.

Угол установки образца по отношению к магнитному полю 10°.

Изотермическая среда — смесь азотнокислых солей натрия и калия.

Исследование проводилось путём наблюдения за пондермоторными силами, действующими на образец, помещённый в однородном магнитном поле электромагнита под углом 10° к направлению магнитного потока. Изменение момента пондермоторных сил вызывает пропорциональное ему смещение зайчика, благодаря чему можно считать, что смещение зайчика практически пропорционально количеству ферромагнитной фазы образца [1].

Многократное отражение в приборе светового луча, а также большая длина светового пути позволяют получить отклонение зайчика вдоль щели фотокамеры на достаточное расстояние (10 — 15 *см*), несмотря на ничтожно малый поворот образца в магнитном поле. Отклонение луча от начального положения пропорционально объёму выделившейся ферромагнитной фазы.



Фиг. 1. Фотограмма изотермического распада аустенита серого чугуна при температуре переохлаждения 330°

На барабане камеры помещена фотобумага для получения фотограммы изотермического распада аустенита в пределах исследуемой температуры (в координатах: время превращения — степень превращения).

На фиг. 1, как пример, представлена одна из серий фотограмм, полученных в момент исследования изотермического превращения аустенита серого чугуна при температуре 330°.

Она представляет развёртку объёма магнитной фазы во времени: по вертикали — степень распада (количество продуктов распада в процентах), по горизонтали—время превращения (в сек.).

Расстояние между крайними точками по вертикали соответствует 100% аустенита в образце. Число оборотов вращающего прибора фотокамеры таково, что каждому смещению зайчика на 1,25 *см* соответствует время 10 сек.

Фотограммы обрабатывались при следующих степенях превращения: 0%; 5%; 10%; 25%; 50%; 75%, конец превращения (разный для разных температур). В табл. 1 приведены сводные данные для серии обработанных фотограмм

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Таблица 1

№ опыта	Температура распада в °С	Экспозиция (всего в сек.)	Превращение в %							Примечание
			0 (инкубационный период)	5	10	25	50	75	всего % и время в сек.	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	215	3 240	100″	1400″	1450″	1590″	2700″	—	52—3000″	Процесс длительный, практически не закончен
2	270	3 600	300″	720″	950″	1200″	1785″	3000″	78—3600″	Процесс практически закончен
3	300	3 000	182″	250″	317″	463″	780″	1840″	78—3000″	
4	330	1 800	108″	200″	280″	383″	720″	—	60—1500″	
5	340	2006	86″	130″	159″	230″	412″	—	67—1500″	
6	380	1 200	48″	150″	220″	384″	—	—	45—1000″	
7	425	1 500	20″	35″	80″	133″	540″	900″	88—1500″	
8	480	900	10″	22″	35″	85″	190″	275″	92— 600″	
9	550	40	3,2″	4″	5″	6″	8″	12″	86— 40″	
10	580	65	4″	5″	5,5″	6,5″	8″	10″	100— 65″	

Данные магнитометрических исследований обобщены в диаграммах, построенных в координатах: температура превращения — время превращения.

Диаграмма (фиг. 2) обобщает данные, полученные при разных степенях превращения. Она даёт возможность определить степень превращения аустенита при заданной температуре в определённый отрезок времени.

На фиг. 3 в тех же координатах представлены кривые изотермического превращения аустенита серого чугуна.

Практическая ценность данных кривых заключается в следующем:

1. Беря касательную к точке изгиба кривой начала превращения при температуре минимальной устойчивости аустенита, мы имеем возможность определить критическую скорость закалки для случая непрерывного охлаждения.

2. Горизонтальные отрезки между кривой начала и конца превращения, взятые в районе средних температур (250 — 425°),

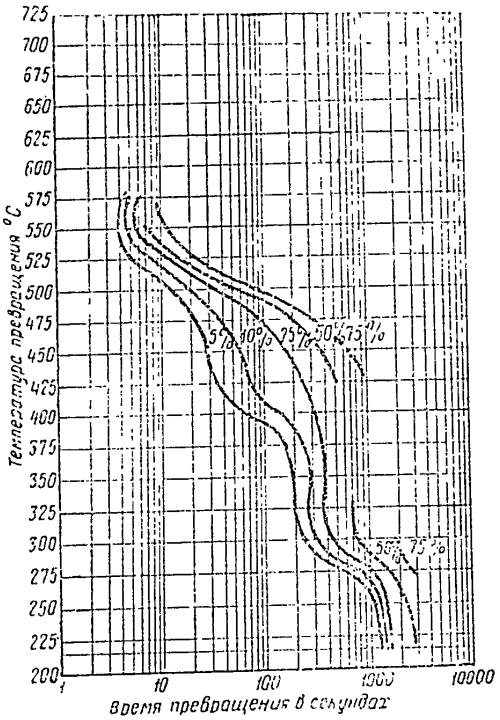
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

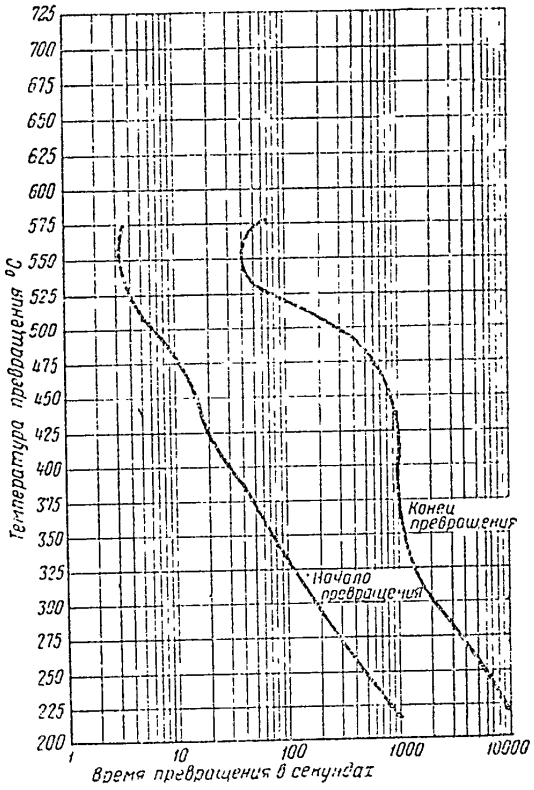
показывают время необходимой выдержки в закалочной среде при изотермической закалке.

Из анализа данных диаграмм видно, что устойчивость аустенита, характеризуемая длительностью периода перед распадом (инкубационный период), а также временем полного распада, которое изменяется с температурой превращения. Наименее устойчив аустенит исследуемого чугуна при температуре 550 — 560°.

Начало распада зафиксировано через 3,2 сек. Время полного распада составляет 40 сек.



Фиг. 2. Диаграмма изотермического превращения серого чугуна



Фиг. 3. Кривая изотермического распада серого чугуна,

При дальнейшем переохлаждении превращение протекает тем медленнее, чем ниже температура. Инкубационный период при этом также увеличивается.

При изотермическом распаде аустенита исследуемого чугуна наблюдается промежуточная область с характерной тёмнотравящейся игольчатой структурой. Проведённые микроскопические исследования продуктов превращения в среднем районе температур показывают, что их формы изменяются с температурой распада.

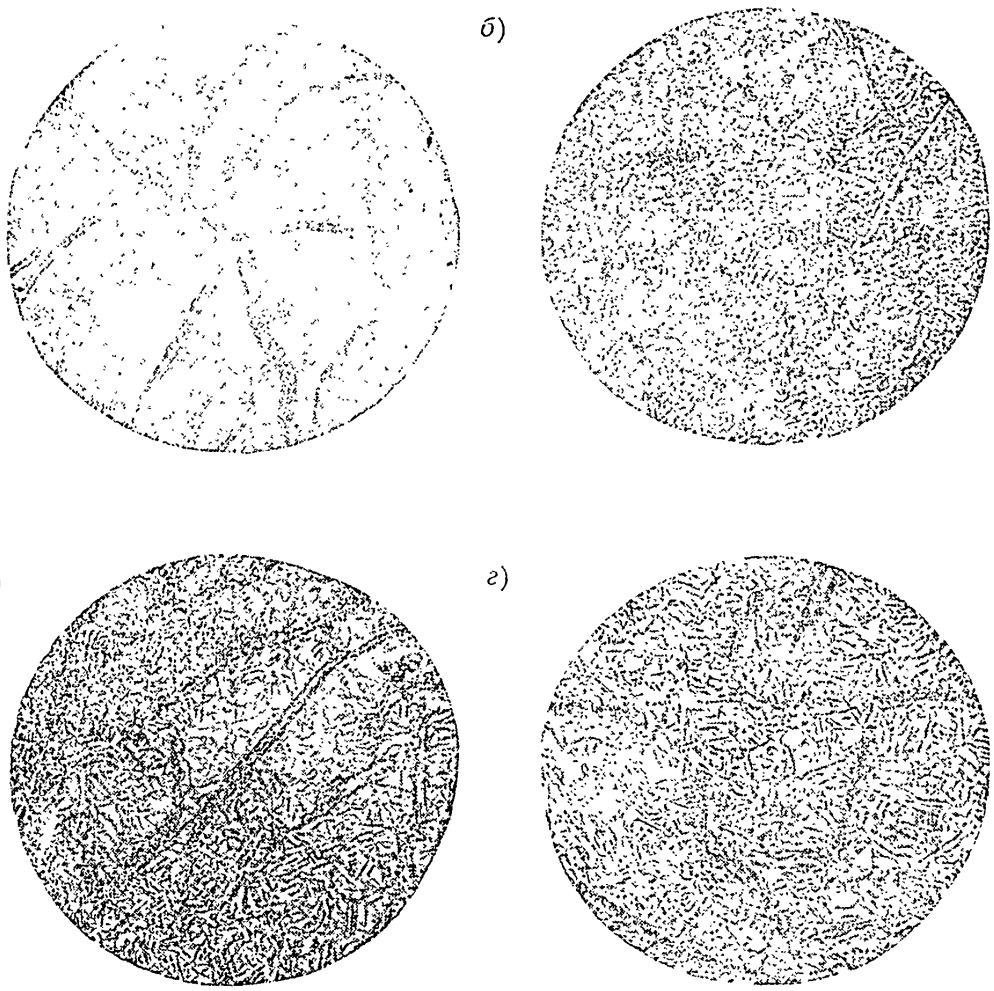
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Это видно на представленных микрофотографиях (фиг. 4).

Образцы для микроисследования обрабатывались при различных температурах распада, с различной выдержкой в изотермической среде:

микрофотография на фиг. 4,*а*—температура распада 270°, экспозиция 3 600 сек., количество остаточного аустенита ~ 22%;



Фиг. 4. Влияние температуры переохлаждения на формы игольчатых продуктов:

а — температура распада 270°; *б* — температура распада 300°;
в — температура распада 330°; *г* — температура распада 380°

миркофотография на фиг. 4,*б*—температура распада 300°, экспозиция 3 000 сек., количество остаточного аустенита ~ 22%;

микрофотография на фиг. 4,*в*—температура распада 330°, экспозиция 1 800 сек., количество остаточного аустенита ~40%;

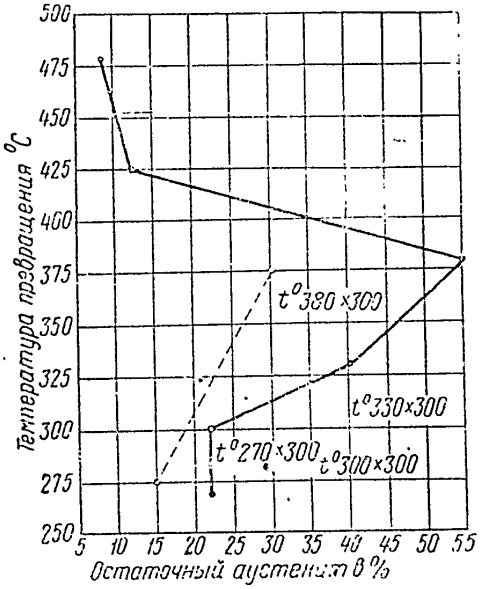
микрофотография на фиг. 4,*г*—температура распада 380°, экспозиция 1 200 сек., количество остаточного аустенита ~ 55%.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Все микрофотографии показаны при увеличении в 300 раз. Механизм превращения в промежуточном интервале температур недостаточно изучен. Считают, что ведущей фазой при данном превращении является феррит [2, 3]. Прямое подтверждение ведущей роли феррита получено в последнее время при помощи определения степени тетрагональности мартенсита, полученного в результате закалки после изотермических выдержек в среднем районе температур [4].

В результате изотермического превращения аустенита серого чугуна в среднем диапазоне температур получается ферритокарбидная смесь с игольчатой формой ферритной фазы.



Фиг. 5. Зависимость количества остаточного аустенита от температуры превращения

——— магнитометрические исследования
— — — рентгенографические исследования

По типу структур «верхний» игольчатый троостит, получаемый при наибольших температурах в данной области, отличается от «нижнего» и имеет перистое строение (см. фиг. 4, *г*).

Игольчатый троостит, полученный при сравнительно низких температурах превращения, имеет резко выраженное игольчатое строение (см. фиг. 4, *а*).

Твёрдость продуктов изотермического превращения в среднем диапазоне температур изменяется от 23 до 32 R_C.

Дисперсность и твёрдость этих продуктов в среднем диапазоне температур тем больше, чем ниже температура распада.

Промежуточный характер превращения в игольчатый троостит налагает соответствующий отпечаток на кинетику изотермического превращения.

В изотермических условиях аустенит превращается в игольчатый троостит в определённых количествах.

Особенностью исследования на анизометре Акулова является также и то, что имеется возможность определить количество остаточного аустенита при практически законченном процессе превращения.

Обращает внимание тот факт, что большое количество остаточного аустенита присуще превращению в среднем районе температур, причём количество его увеличивается с повышением температуры превращения и уменьшением степени дисперсности. Увеличение количества остаточного аустенита происходит при образовании игольчатой структуры. Когда в структуре, кроме

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

игольчатых, появляются пластинчатые составляющие, количество остаточного аустенита резко уменьшается, а при дальнейшем повышении температуры распада совсем не наблюдается.

В расположении микрообъёмов остаточного аустенита наблюдается некоторая отдалённость от графитных пластинок. Это ещё раз подтверждает замеченный нами в предыдущих исследованиях факт о начале превращения при средних температурах в участках аустенита, расположенных вблизи графитных включений. Возможно, это объясняется наличием в чугуне посторонних фаз — графита и фосфидной эвтектики, что изменяет состав прилегающих к ним участков аустенита. Поэтому наименее устойчивыми в промежуточной области являются обеднённые по углероду участки, граничащие с графитом.

Количество остаточного аустенита, фиксируемое изотермической закалкой в сером чугуне, зависит от температуры превращения.

Графически эта зависимость представлена на фиг. 5. Сплошные линии — результат магнитометрических исследований, пунктирные — рентгенографических исследований.

Дополнительно были проведены рентгеноисследования на предмет определения остаточного аустенита.

Образцы обрабатывались при разных температурах распада, с различной выдержкой в изотермической среде. В табл. 2 приведены режимы обработки образцов для рентгеноисследования.

Таблица 2

№ образца	Характеристика термической обработки	R_C	Примечание
I	Изотермическая обработка при t ванны 275°; время выдержки 40 мин. с последующим охлаждением в воде	32	Температура аустенизации для всех образцов 890°
III	Изотермическая обработка при t ванны 375°; время выдержки 15 мин. с последующим охлаждением в воде	23	
IV	Изотермическая обработка при t ванны 300°; время выдержки 1,5 мин. с последующим охлаждением в воде	42	
V	Изотермическая обработка при t ванны 300°; время выдержки 4 мин. с последующим охлаждением в воде	39	
VII	Изотермическая обработка при t ванны 300°; время выдержки 30 мин. с последующим охлаждением в воде	29	

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Результаты рентгенографических исследований приведены в табл. 3.

Таблица 3

№ образца	Количество остаточного аустенита в %
I	15
III	30
IV	10
V	10
VII	25

На основании рентгеноисследований можно сделать следующие выводы:

1. Количество остаточного аустенита изменяется в зависимости от степени превращения аустенита.

При малых выдержках в изотермической среде (образцы IV; V) остаточного аустенита 10%; при полной изотермической выдержке при этой же температуре (образец VII) — 25%.

2. Количество остаточного аустенита после полной изотермической выдержки изменяется в зависимости от температуры распада.

При температуре распада 275° (образец I) остаточного аустенита 15%, а при 375° — 30% (образец III).

Рентгеноисследования подтверждают ту же закономерность, что и магнитометрические исследования, т. е. что количество остаточного аустенита в среднем районе температур увеличивается с повышением температуры превращения.

При изотермической закалке серого чугуна в среднем районе температур фиксируется структура игольчатого троостита с большим количеством остаточного аустенита.

Первая реакция при образовании игольчатого троостита есть аллотропическое превращение из области γ в область α диаграммы Fe—C, после чего происходит распад пересыщенного раствора с выделением избыточного цементита.

Превращение γ в α связано с возникающими в системе напряжениями при охлаждении аустенита от линий AC_3 диаграммы Fe — C до температуры образования игольчатого троостита.

Появление в структуре иголок троостита с большим объёмом будет оказывать давление на непревращённый аустенит и препятствовать его распаду.

Таким образом сам механизм превращения в среднем диапазоне температур способствует сохранению некоторой части нераспавшегося аустенита. К тому же наличие в чугуне графитных пластинок, изменяющих напряжённость поля, содействует сохранению в структуре большого количества остаточного аустенита.

Участки остаточного аустенита сохраняют устойчивость при охлаждении от температуры распада до комнатной и требуют для своего превращения высокой температуры отпуска.

Выводы

1. По результатам магнитометрических исследований изотермического превращения аустенита серого чугуна построены кинетические диаграммы.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

2. Эти диаграммы дают возможность определить режимы изотермической закалки для деталей золотниковой группы паровозов.

3. Двумя методами исследования (магнитометрическим, рентгенографическим) установлено наличие большого количества остаточного аустенита после изотермической обработки в среднем диапазоне температур.

4. Наличие значительного количества остаточного аустенита создаёт большие предпосылки для повышения износоустойчивости.

5. Изотермическая закалка серого чугуна в среднем диапазоне температур обеспечивает фиксацию в структуре игольчатого троостита и большого количества остаточного аустенита.

Такое сочетание структурных составляющих обеспечивает повышенное значение вязкости при достаточной твёрдости.

6. Изотермическую закалку как метод термообработки, обеспечивающий высокие механические свойства и сводящий к минимуму термические напряжения, целесообразно применять для обработки чугунных деталей золотниковой группы паровозов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Славин Д. С. Изучение распада переохлаждённого аустенита магнитным методом. Сборник «Термическая обработка». ВНИТОМаш. Машгиз, 1948.

2. Садовский В. Д. Труды Института металлофизики и металлургии. УФАН, вып. 3, 1945.

3. Конторович И. Е. Термическая обработка стали и чугуна. Металлургиздат, 1950.

4. Уманский Я. С., Финкельштейн Б. П., Блантер М. Е. Физические основы металловедения. Металлургиздат, 1949.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Ассистент Г. М. ЛЕНЕЦ

ИССЛЕДОВАНИЕ НОВЫХ МАРОК СУЛЬФИТЦЕЛЛЮЛОЗНОГО ЩЁЛОКА ДЛЯ ВНУТРИКОТЛОВОЙ ОБРАБОТКИ ВОДЫ В ПАРОВОЗНЫХ КОТЛАХ

Директивами XIX съезда партии по пятому пятилетнему плану развития СССР на 1951 — 1955 гг. предусматривается дальнейшее развитие железнодорожного транспорта. В текущем пятилетии грузооборот железных дорог должен возрасти на 35 — 40% по сравнению с 1950 г. Кроме этого, перед железнодорожниками поставлена задача увеличить вес грузовых поездов и среднесуточные пробеги локомотивов.

Выполнение указанных задач в значительной мере определяется высококачественной обработкой воды, необходимой для питания паровозных котлов.

Как известно, в составе антинакипинов, применяемых для внутрикотловой обработки воды, важная роль отводится органическим коллоидам — дубовому экстракту и сульфитцеллюлозным щёлокам.

Следует отметить, что применяемые широко в настоящее время на железнодорожном транспорте коллоиды указанных щёлоков мало исследованы, наряду с этим ощущается необходимость в расширении круга новых видов органических коллоидов, отвечающих требованиям котлопитания паровозов.

В настоящей работе сделана попытка исследования коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока новых марок с целью использования их для нужд внутрикотловой обработки воды.

1. Состав и свойства сульфитцеллюлозного щёлока

Согласно литературным данным [4] на 1 *т* абсолютно сухой целлюлозы приходится в щёлоке: лигнина 644,0 *кг*, углеводов 311,0 *кг*, белков 15,5 *кг*. К числу других компонентов относятся смола и жиры.

Содержание сухих веществ, состоящих из производных лигнина, углеводов, белков, смол и жиров, составляет от 9 до 22%, в среднем 10% по весу щёлока; минеральных веществ от 1 до 1,65% (в среднем 1,25%).

В органической части сульфитцеллюлозного щёлока найдены уксусная и муравьиная кислоты в количестве от 2,15 до 9,09 *г/л* в пересчёте на уксусную кислоту.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

В щёлоке содержится до 0,03% фурфурола, метилфурфурол и метиловый спирт. Он имеет жиры, терпены и смолы. Содержание сахаров составляет от 1,74 до 2,32%.

Исследованные нами коллоиды характеризуются следующими данными.

Лигносульфонат марки «Чёрный» представляет собой порошкообразное вещество чёрного цвета; он высушен отходящими газами и обогащён углём уноса. Лигносульфонат марки «Белый» является порошком белого цвета, выпаренным в паровой сушилке.

В лигносульфонате № 20 кальций из солей удалён на 18% с замещением его аммонием. Сухих веществ в нём 53%, золы 13,84%. Лигносульфонат № 3 имеет золы 5,7%, сухого остатка 56,91%. Для создания условий удаления свободной сернистой кислоты, т. е. полной десульфурации, его обрабатывают содой и гашёной известью при длительном кипячении. Кальций в солях удалён с замещением на аммоний.

Сульфитцеллюлозный щёлок коллоидов новых марок представляет собой полидисперсную коллоидную систему. Устойчивость коллоидов этой системы в высоко- и низкодисперсных фракциях зависит от тех или иных стабилизаторов. Сульфитцеллюлозные экстракты указанных коллоидов используются в промышленности в жидком и твёрдом виде, иногда в виде порошка.

Проф. Шарков [3] приводит следующую характеристику сульфитцеллюлозного щёлока, полученного из еловой древесины: удельный вес при $t = 20°C$ — 1,041; растворимый сухой остаток 98,91 *г/л*; нерастворимый сухой остаток 0,52 *г/л*; зола 8,40 *г/л*; редуцирующих веществ 27,20 *г/л*; сбраживающего сахара 20,79 *г/л*. Редуцирующих веществ после инверсии 30,00 *г/л*; таннидов 29,78 *г/л*; серы общей 9,10; 0,15; вязкость при $t = 20°C$—1,38; поверхностное натяжение 54,00 *э/см*^{2}.

В приведённых данных обращает на себя внимание значительная растворимость сульфитцеллюлозного щёлока, высокий процент таннидов и значительная его кислотность, способная легко нейтрализоваться щелочами котловой воды.

Все эти показатели весьма благоприятствуют использованию сульфитцеллюлозного щёлока в среде щелочных котловых вод.

2. Методика

В основу принятой нами методики исследования коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока положены опыты, дающие возможность как в лабораторных, так и в эксплуатационных условиях на паровозе получить вполне объективные данные, характеризующие поведение изучаемых коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока в условиях работы паровозного котла.

Лабораторные опыты проведены в трёх вариантах: на холоде, при кипячении и под давлением. Такая система исследования

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

дала возможность наиболее полно охватить аналитическим контролем и визуальным наблюдением изучаемые коллоиды.

Для характеристики изучаемых коллоидов новых марок сульфитцеллюлозного щёлока нами приняты следующие показатели [6]:

а) химический анализ сульфитцеллюлозного щёлока;

б) стабильность его коллоидных растворов на холоде, при кипячении и нагревании под давлением;

в) влияние ионов солей жёсткости воды, (кальция и магния) на стойкость коллоидных растворов;

г) влияние подвижности системы на стабильность коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока;

д) пенообразующие свойства коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока;

е) ингибиторные свойства коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока против коррозии котельного металла;

ж) антинакипные свойства коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока;

з) значение порядка внесения антинакипных смесей;

и) эксплуатационные испытания коллоидов в условиях паровозного котла.

В данной статье приводится в сокращённом изложении лишь часть экспериментальных материалов, представляющих некоторый интерес для характеристики изученных коллоидов.

3. Противонакипные свойства коллоидов новых марок сульфитцеллюлозного щёлока

В питательную воду, полученную из гидроколонки депо «Октябрь» Южной железной дороги, погружались заранее взвешенные железные пластинки котельного металла размером 40 × 70 *мм*, которые находились в воде до пятикратного упаривания исходного объёма её, взятой для опытов (общая жёсткость воды 5,8 *мг-экв/л*, некарбонатная жёсткость 0,28 *мг-экв/л*, карбонатная жёсткость 5,5 *мг-экв/л*).

После окончания опыта пластинки высушивались и по охлаждении взвешивались для определения привеса накипи. Результаты каждого опыта выведены как средние из пяти определений.

Аналогичным образом были проведены опытные исследования при концентрации коллоидов 5, 10, 15, 20 и 25 *мг/л*.

Результаты определений, пересчитанные в $г/м^2 \cdot час$, приведены в табл. 1.

Проведённые исследования показали:

а) наиболее высокая антинакипная активность при дозировке 5 — 10 *мг/л* обнаружена у коллоидов белого лигносульфоната;

б) наименее благоприятные результаты получены в опытах с коллоидами сульфитцеллюлозного щёлока № 20.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Таблица 1

Название марки коллоида	Концентрация коллоида в *мг/л*	Вес накипи в пересчёте на *г/м² час*	Среднее значение веса накипи в *г/м² час*
Вода при отсутствии коллоида . .	0	0,0286	0,0286
Дубовый экстракт	5	0,0150	0,0111
	10	0,0114	
	15	0,0092	
	20	0,0090	
Белый лигносульфонат	5	0,0143	0,0120
	10	0,0125	
	15	0,0107	
	20	0,0107	
Чёрный лигносульфонат	5	0,0153	0,0126
	10	0,0143	
	15	0,0107	
	20	0,0098	
Лигносульфонат № 20	5	0,0259	0,0214
	10	0,0179	
	15	0,0232	
	20	0,0196	
Лигносульфонат № 3	5	0,0205	0,0143
	10	0,0170	
	15	0,0143	
	20	0,0154	

Абсолютные значения размеров отложения накипи при этом значительно выше остальных образцов и в среднем равняются размерам накипеобразования при отсутствии коллоидов;

в) при сопоставлении результатов опытов с данными, полученными в присутствии дубового экстракта, обнаружено, что отложение накипи на пластинках при введении в питательную воду коллоидов новых марок сульфитцеллюлозного щёлока значительно уменьшилось по сравнению с водой, в которой отсутствовал коллоид (за исключением лигносульфоната № 20 и 3). По антинакипным свойствам такие коллоиды не уступают дубовому экстракту.

4. Влияние жёсткости воды на стойкость коллоидов новых марок сульфитцеллюлозного щёлока

С целью проверки стабильности изучаемых коллоидов стойкость их изучалась в воде с исходной некарбонатной жёсткостью: 0,712; 1,78; 3,56; 5,34; 7,12 *мг-экв/л*.

Указанные пробы воды приготовлялись в лаборатории, где подвергались пятикратному упариванию в фарфоровом стакане в присутствии коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Опыты проводились также на холоде и при нагревании под давлением в 5 *ата* в течение суток. Изменение концентрации исследуемых коллоидов за сутки наблюдалось при помощи концентрационного колориметра (типа Дюбоска) выпуска 1950 г.

Литературные данные и произведённая нами проверка метода дают основание считать колориметрический метод количественного исследования коллоидов достаточно удовлетворительным. Результаты исследований показывают, что жёсткость воды существенно не влияет на стабильность коллоидов (на холоде). При нагревании коллоидов под давлением наиболее стойкими оказались лигносульфонат марки «Чёрный» и лигносульфонат № 20, которые проявили небольшое снижение стабильности в сравнении с лигносульфонатом марки «Белый» и лигносульфонатом № 3.

Для характеристики в табл. 2 приводим одну серию определённой стабильности коллоидов с жёсткостью воды 7,12 *мг-экв/л*.

Таблица 2

Название марки коллоида	Общая жёсткость в *мг.-экв/л*	На холоде		Кипячение при $p = 1$ *ата*		При кипячении под давлением 5 *ата*	
		расчёт концентрации коллоида в *мг/л*	% потерь коллоида	расчёт концентрации коллоида в *мг/л*	% потерь коллоида	расчёт концентрации коллоида в *мг/л*	% потерь коллоида
Белый лигносульфонат	0,712	200	—	200	1	200	4
Чёрный лигносульфонат	0,712	200	—	200	—	200	1
Лигносульфонат № 3	0,712	200	—	200	5	200	6
Лигносульфонат № 20	0,712	200	1	200	1	200	2

5. Коррозийное влияние коллоидов на котельный металл

С целью установления влияния водного раствора коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока на коррозийное поражение металла были проведены опыты, в которых пластинки котельного металла с общей площадью 32,5 *см*^{2} были погружены в водные растворы различных коллоидов с концентрацией 10 *мг/л*. В качестве среды для этих испытаний была приготовлена вода типа «котловая Красноармейская» имеющая:

Взвешенные частицы *мг/л*	259
Сухой остаток *мг/л*	13 339
Минеральный остаток *мг/л*	13 070
Щёлочность	25,5
Cl *мг/л*	1 664
SO_3 *мг/л*	5 444

Указанные растворы с пластинками были внесены в фарфоровые стаканы, которые помещались в автоклав с $t = 151{,}1°C$, $p = 5$ *ата*.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

В этих условиях образцы выдерживались 50, 100 и 150 час. По истечении каждого периода снималось 5 пластинок, которые зачищались древесной щепой и сукном. Пластинки взвешивались для определения потери веса металла от коррозии.

В качестве эталона сравнения взят раствор, содержащий дубовый экстракт с концентрацией 10 *мг/л*.

Результаты исследования сведены в табл. 3.

Таблица 3

Название марки коллоида	Количество коллоида в *мг/л*	Время кипячения в часах	Потеря веса в *мг/м²час*
При отсутствии коллоида	—	50	0,2707
		100	0,1747
		150	0,1661
Дубовый экстракт	10	50	0,1215
		100	0,0858
		150	0,0810
Белый лигносульфонат	10	50	0,1304
		100	0,1095
		150	0,0992
Чёрный лигносульфонат	10	50	0,1034
		100	0,1058
		150	0,1032
Лигносульфонат № 3	10	50	0,1329
		100	0,1003
		150	0,1025
Лигносульфонат № 20	10	50	0,1390
		100	0,1033
		150	0,1033

Как видно из приведённых данных, все коллоиды, в том числе и дубовый экстракт, примерно одинаково предохраняют котельный металл от коррозии. Наибольший уровень развития коррозии наблюдается в растворе, где отсутствует коллоид.

6. Влияние подвижности системы и порядка введения коллоида сульфитцеллюлозного щёлока на его стабильность

Нами исследовалось также влияние подвижности системы на стабильность коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока.

Для этого сосуды с питательной водой, содержащей исследуемые коллоиды с концентрацией 100 *мг/л*, устанавливались

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

в «болтушку», в которой растворы встряхивались в течение 4 час.

После окончания опытов коагуляции исследуемых коллоидов не было обнаружено, не наблюдалось также изменений и в испытуемой среде.

При помощи концентрационного колориметра установлено, что стабильность изученных коллоидов под влиянием встряхивания изменяется в пределах 10 — 12%. Результаты испытаний приведены в табл. 4.

Таблица 4

Название марки коллоида	Концентрация коллоида до опыта в *мг/л*	Концентрация коллоида после опыта в *мг/л*	Концентрация коллоида в неподвижных условиях в *мг/л*
Белый лигносульфонат	100	88	88
Чёрный лигносульфонат	100	91,1	91,1
Лигносульфонат № 20	100	91,1	91,1
Лигносульфонат № 3	100	89,2	89,2
Дубовый экстракт	100	91,9	91,9

Нами изучалось также влияние порядка внесения антинакипных смесей на стабильность коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока. Для этого в котловую воду приливалась антинакипная смесь согласно установленным по инструкции ЦТ1513 дозировкам, принятым на железнодорожном транспорте; затем вводился коллоид сульфитцеллюлозного щёлока в количестве 5 *мг/л*. Эксперимент проделывался и в обратном порядке.

Каждый раз проводилось пятикратное упаривание котловой воды с антинакипной смесью.

Как в первом, так и во втором вариантах коагуляции коллоидов новых марок сульфитцеллюлозного щёлока не наблюдалось. Опыты показали, что порядок внесения антинакипной смеси на стабильность коллоидов новых марок сульфитцеллюлозного щёлока влияния не оказывает.

Наблюдаемые отклонения в концентрации одинаковых растворов полностью совпадают с данными в неподвижном состоянии и могут быть объяснены естественными процессами осаждения грубодисперсных и малоустойчивых частиц.

7. Пенообразующие свойства коллоидов новых марок сульфитцеллюлозного щёлока

Органические вещества часто играют роль возбудителей пены в котловой воде. Коллоиды сульфитцеллюлозного щёлока в водных растворах являются поверхностно активными веществами и накопляются в составе жидкой фазы пены. При увеличении их концентрации до значительных размеров вспениваемость воды заметно возрастает. Изучение этих свойств в растворах

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

указанных коллоидов проводилось нами методом встряхивания растворов в мерном цилиндре и наблюдением за высотой и «сроком жизни» пены (табл. 5).

Таблица 5

Название марки коллоида	Количество прибавленного коллоида в *мг/л*	Объём пены в *мм*	Стабильность пены в мин.	Число вспениваемости
Дубовый экстракт . . .	5	4,3	0,27	1,08
	10	5,3	0,27	1,35
	15	7	0,28	1,90
Белый лигносульфонат	5	2	0,12	0,24
	10	3	0,16	0,48
	15	4	0,25	1
Чёрный лигносульфонат	5	2	0,1	0,2
	10	3	0,33	0,99
	15	4	0,45	1,8
Лигносульфонат № 20	5	2	0,08	0,15
	10	2,5	0,12	0,3
	15	3	0,28	0,84
Лигносульфонат № 3 .	5	1,7	0,08	0,13
	10	2,7	0,27	0,72
	15	3,7	0,03	0,80

Экспериментальные данные показывают (см. табл. 5), что пенообразующие свойства растворов, содержащих исследуемые коллоиды, находятся в зависимости от их концентрации в котловой воде.

Установлено, что наименьшая вспениваемость котловой воды наблюдается в присутствии коллоидов лигносульфоната № 20. Интересно заметить, что вспенивающая способность всех исследуемых коллоидов не превышает активности вспенивания коллоидов дубового экстракта.

Таким образом, по пенообразующей способности коллоиды лигносульфоната № 20, № 3 и белого удовлетворяют требованиям, предъявленным к коллоидным компонентам антинакипных смесей.

8. Ингибиторные свойства новых марок коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока

Одним из важнейших свойств органических коллоидов компонентов антинакипных смесей является их способность связывать растворённый в воде кислород и этим защищать металл котла от кислородной коррозии (ингибиторные свойства).

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Для изучения ингибиторных свойств у исследуемых коллоидов взята сырая вода из гидроколонки депо «Октябрь» Южной железной дороги с содержанием растворённого кислорода 10,82 *мг/л*.

Определение кислорода велось иодометрическим методом. В цилиндры с притёртыми пробками вводился исследуемый раствор, содержащий коллоиды новых марок сульфитцеллюлозного щёлока в дозировке 5, 10, 15, 20 и 25 *мг/л*. После 16 час. отстоя определялось остаточное содержание растворённого в воде кислорода. Результаты определений показывают, что лучше всего связывают кислород коллоиды сульфитцеллюлозного щёлока марок № 3 и 20 (табл. 6).

Таблица 6

Количество сульфитцеллюлозного щёлока в *мг/л*	Белый лигносульфонат	Чёрный лигносульфонат	Лигносульфонат № 3	Лигносульфонат № 20
	Количество растворённого кислорода в *мг/л*			
0	10,82	10,82	10,82	10,82
5	10,87	9,12	9	9,2
10	10,22	8,58	8,58	8,42
15	9,92	8,42	7,99	7,82
20	9,68	8,27	7,67	7,52
25	9,62	8,12	7,32	6,92

9. Влияние щёлочного числа на стойкость исследуемых коллоидов новых марок сульфитцеллюлозного щёлока

Щёлочность котловой воды является важнейшим фактором, влияющим на стабильность коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока, ибо в щелочной среде может происходить перезарядка коллоидов и их разрушение щелочами.

Для выяснения влияния щёлочности котловой воды на стабильность коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока были приготовлены растворы питательной воды с щелочным числом 100, 200, 300, 400 и 500.

В каждый из указанных растворов вводились изучаемые коллоиды сульфитцеллюлозного щёлока. Пробы помещались в автоклав и нагревались под давлением 5 *ата* в течение 2 час. Стабильность коллоидов проверялась по изменении концентрации растворов при помощи колориметра.

Результаты определения приведены в табл. 7.

Таблица 7

Наименование марки коллоида	Остаточная концентрация коллоидов в *мг/л* при разных щелочных числах					Среднее падение концентрации в %
	100	200	300	400	500	
Белый лигносульфонат	94,7	94,7	94,7	94,7	94,7	5,3
Чёрный лигносульфонат	93,7	93,5	93,5	93,5	93,5	6,5
Лигносульфонат № 3	94,6	94,6	94,6	94,6	94,6	5,4
Лигносульфонат № 20	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	5,5

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Данные опытов показывают, что с увеличением щелочного числа при давлении 5 *ата* и пятикратном упаривании воды стойкость коллоидов новых марок сульфитцеллюлозного щёлока изменяется незначительно.

10. Результаты предварительных эксплуатационных испытаний

Эксплуатационные испытания по проверке стабильности сульфитцеллюлозного щёлока лигносульфонатов марок «Белый», «Чёрный» и № 20 проведены на паровозах серии $С^{У}$ № 253-01 и № 251-34 депо «Октябрь» Южной железной дороги.

С каждой маркой щёлока проведено по 10 поездок на участках этой дороги в период с апреля по май 1951 г. Пробы для анализа котловой воды снимались в основном депо; при помощи концентрационного колориметра устанавливалась концентрация исследуемых коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока в пробах котловой воды.

Для характеристики стабильности указанных коллоидов в эксплуатационных условиях приводится табл. 8.

Таблица 8

Концентрация коллоидов в котловых водах опытных паровозов при дозировке 10 *мг/л*

№ поездки	Название коллоида		
	Белый лигносульфонат	Чёрный лигносульфонат	Лигносульфонат № 20
1	10	10	10
2	10,7	10,5	10,3
3	11,2	11	11,1
4	11,3	11,4	11,3
5	12,3	11,9	12,1
6	12,7	12,9	12,4
7	13,2	13	12,9
8	13,7	13,6	13,4
9	14,3	14,2	14,1
10	14,8	14,7	14,7
11	15,4	15,1	—

Как видно из приведённых данных, содержание коллоида в котловой воде паровозов неуклонно возрастает на протяжении опытных поездок. Разумеется, что остаточная концентрация коллоидов в каждом случае ниже суммарной заданной концентрации; однако здесь необходимо учитывать естественные для коллоидов антинакипных смесей процессы их осаждения вместе со шламом и взвесями, формирующимися вокруг коллоидных частиц. Кроме того, часть коллоида удаляется при продувках котлов, и если, несмотря на это, остаточная концентрация исследуемых коллоидов в котловой воде находится на уровне заданных концентраций и проявляет тенденцию к нарастанию,

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

то это служит доказательством стабильности коллоидов в условиях паровозного котла.

Сопоставление свойств изученных коллоидов (табл. 9) даёт возможность произвести некоторые обобщения.

Таблица 9

Название марки коллоида	Основные показатели				
	Стабильность коллоидных растворов сульфитцеллюлозного щёлока в % при нагревании под давлением 5 *ата*	Пенообразующие свойства коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока	Ингибиторные свойства сульфитцеллюлозного щёлока	Антикоррозийные свойства сульфитцеллюлозного щёлока	Антинакипные свойства сульфитцеллюлозного щёлока
		Число вспениваемости при введении 10 *мг/л* сульфитцеллюлозного щёлока	Количество остаточного кислорода в *мг/л* при введении 25 *мг/л* сульфитцеллюлозного щёлока	Потеря веса металла в *г* на 1 *м²* при кипячении в продолжении 150 час.	Вес накипи в пересчёте на *г/м² час* при введении 10 *мг* сульфитцеллюлозного щёлока
Чистая вода .	—	—	10,82	0,1661	0,0286
Дубовый экстракт	91,6	1,35	—	0,0910	0,0114
Белый лигносульфонат .	88	0,48	0,62	0,0992	0,0125
Чёрный лигносульфонат .	91,1	0,99	8,12	0,1032	0,0143
Лигносульфонат № 3 . .	89,2	0,72	7,32	0,1025	0,0170
Лигносульфонат № 20 .	91,1	0,30	6,92	0,1033	0,0179

При нагревании под давлением коллоиды всех марок практически одинаково стойки.

Пенообразующая способность всех лигносульфонатов ниже, чем у коллоидов дубового экстракта.

Ингибиторные свойства изученных коллоидов не вызывают сомнений. Наиболее выражены эти свойства у коллоидов лигносульфоната № 20. Близко к нему стоит лигносульфонат № 3. Потеря веса металла от коррозии в присутствии коллоидов неизменно ниже, чем в чистой воде. Практически защитные свойства изученных коллоидов не уступают дубовому экстракту.

Антинакипные свойства коллоидов новых марок во всех случаях немного ниже, чем у дубового экстракта. Привес накипи в присутствии коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока почти вдвое меньше, чем в той же воде без коллоида.

Общие выводы

1. Коллоиды новых марок сульфитцеллюлозного щёлока в питательной воде при обычных условиях и кипячении их под давлением 5 *ата* обладают достаточно удовлетворительной

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

стойкостью; при этом с увеличением щелочного числа от 100 до 500 стойкость коллоидов практически не изменяется.

2. При больших концентрациях изученные коллоиды способствуют образованию пены; но введение их в котловую воду в количестве до 20 — 25 *мг/л* оказывает незначительное влияние на её вспениваемость.

3. Коллоиды исследуемых марок обладают способностью поглощать растворённый в воде кислород и, таким образом, могут служить ингибиторами против кислородной коррозии.

4. При обычных условиях и в автоклаве под давлением коллоиды новых марок сульфитцеллюлозного щёлока заметно тормозят коррозийный процесс.

5. Подвижность системы, взвешенные вещества и порядок введения коллоидов новых марок сульфитцеллюлозного щёлока в смеси со щелочными антинакипинами в воду мало влияют на их стойкость.

6. Результаты эксплуатационных испытаний новых марок коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока на паровозах серии $С^{У}$ в депо «Октябрь» Южной железной дороги подтверждают стабильность коллоидов новых марок сульфитцеллюлозного щёлока в физикохимических условиях работы паровозного котла.

Заключение

Все марки изученных коллоидов сульфитцеллюлозного щёлока могут служить вполне удовлетворительными заменителями дубового экстракта в антинакипных смесях для внутрикотловой обработки воды на паровозах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шкроб М. С. Водоподготовка, Госэнергоиздат, 1950.
2. Думанский А. В. Учение о коллоидах, Госхимиздат, 1948.
3. Шарков. Гидролизное производство, ч. I,II, III, Гослестехиздат, 1945—1950.
4. Резник Л. Я. Сульфитцеллюлозный экстракт, 1935.
5. Радвинский М. Б. Коррозия железа под влиянием щелочных гумминовых вытяжек из бурых углей, ХИИТ, 1947.
6. Радвинский М. Б. Стабильность коллоидов гумминовых щелочных вытяжек из бурых углей в физико-химических условиях работы паровоза. Труды ХИИТ, вып. XX. Трансжелдориздат, 1949.
7. Мартынова О. И. Коагуляция при водоподготовке. Госэнергоиздат, 1951.
8. Тебенихин Е. Ф. Контроль водообработки на железнодорожном транспорте, изд. 2. Трансжелдориздат, 1947.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Канд. техн. наук доц. М. Б. РАДВИНСКИЙ

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ ВСПЕНИВАНИЯ И УНОСА ВОДЫ В ПАРОВОЗНЫХ КОТЛАХ

I. О КРИТИЧЕСКОМ СОЛЕСОДЕРЖАНИИ КОТЛОВОЙ ВОДЫ

До последних лет различные исследователи не придавали особого значения влиянию количественного содержания растворимых солей в котловой воде на её вспенивание и унос с паром. Известные литературные данные по этому вопросу освещают лишь некоторые частные свойства кипящих водных растворов. Более широко вспенивающие свойства растворённых в воде электролитов при разных количественных соотношениях были изучены проф. С. А. Дуровым при помощи метода пенистого переброса с изображениями результатов на триангулярных диаграммах и пространственных изофродах [3, 5].

Наблюдения в лабораторных условиях, а также данные практики убеждают нас в том, что при кипении котловых вод под давлением в значительной степени нивелируется влияние солевых равновесий на вспенивание систем.

В этих условиях решающим фактором уноса становится высокий уровень общего солесодержания воды. Концентрация же взвешенных веществ и щелочей является фактором, усиливающим вспенивание, определяющим снижение критического солесодержания котловой воды, за пределами которого начинается её вспенивание.

Практическим доказательством нивелирующего влияния давления на пенообразующие свойства растворённых в воде электролитов являются опыты, проведённые дорожными лабораториями Донецкой железной дороги с целью сдвига агрессивных по уносу солевых равновесий в котловой воде паровозов путём ввода в неё различных коррекционных присадок солей.

Как известно, эти опыты не дали положительных результатов.

Неудача опытов, по нашему мнению, обусловлена тем, что надо было стремиться не к вводу указанных присадок солей, а наоборот, к выводу их избытка из котловой воды, поскольку высокое солесодержание и явилось главной причиной уноса воды в паровозных котлах.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

В современной литературе имеются отдельные указания о роли критического солесодержания котловых вод в возникновении явлений уноса в котлах высокого давления [26 и др.]. Влияние же этого фактора в паровозных котлах изучено ещё не достаточно.

На основании имеющихся в нашем распоряжении литературных и экспериментальных данных есть основание полагать, что унос воды в паровозных котлах является функцией сочетания высокой концентрации солей, щелочей и взвесей, а также физических и конструктивных факторов (форсировка, высота парового пространства и др.).

Исходя из указанных выше взаимосвязанных условий, определяющих возникновение уноса, мы поставили перед собой следующую цель:

1. Исследовать критическую (по вспениванию) концентрацию важнейших солей котловой воды паровозов при кипении растворов в обычных условиях.

2. Выяснить влияние давления (в автоклавных условиях) на уровень критического солесодержания растворов разных электролитов.

3. Установить зависимость уноса воды и солей с паром от содержания взвешенных веществ.

4. На основании полученных результатов исследования наметить меры борьбы с уносом воды в паровозных котлах.

При выполнении работы нами была принята следующая методика:

1-я серия опытов (лабораторная — предварительная) проводилась в стеклянном градуированном пенообразователе с замером высоты пены, образованной различными растворами электролитов в присутствии взвешенных веществ и щелочей при постоянных условиях нагревания растворов, а также в приборе Ребиндера—Смирновой, впервые использованным нами для исследования вспенивающих свойств водных растворов электролитов.

2-я серия опытов (лабораторная — главная) воспроизводит наиболее интересные результаты 1-й серии при нагревании системы под давлением в автоклавных условиях.

Все опыты сопровождались необходимыми анализами питательной, котловой воды и конденсата.

Для целей лабораторных опытов нами синтезировалась (при помощи соответствующих солей) котловая вода, по составу приближающаяся к воде паровозных котлов в депо Красноармейское Донецкой железной дороги.

В основу синтеза взяты производственные анализы котловых вод паровозов этого депо, выполненные нашей лабораторией.

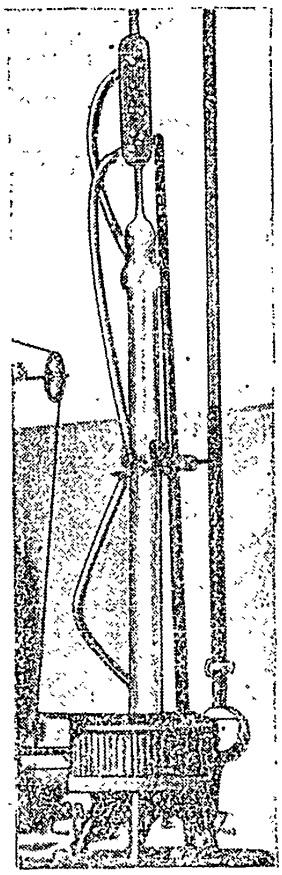
Приводим средний химический состав воды, взятой из котла паровоза серии ФД № 20-3165, приписанного к этому депо.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Взвешенные вещества	259 *мг/л*
Сухой остаток	13 339 »
Плотный остаток	13 070 »
Щёлочность общая	9,09 *мг-экв/л*
Жёсткость общая по В. Пф.	1,67 »
Щелочное число	5,65 *мг* NaOH
Содержание Cl	46,93 *мг*
» SO_3	136,0 »
» CaO	1,43 »
» MgO	0,19 »
» R_2O_3	0 »

Как уже указывалось, в работе, кроме автоклавных и паровозных испытаний, представлены также данные определения критического солесодержания растворов по замеру уровня их вспенивания в стеклянном пенообразователе.



Фиг. 1. Стеклянный пенообразователь

Пенообразователь (фиг. 1) представляет собой стеклянный цилиндр диаметром 35 *мм* с расширенным сферическим основанием; высота градуированной части цилиндра 50 *см*. В верхней части его имеется пришлифованный холодильник с особым боковым отростком для стока конденсата по стенкам (во избежание сбивания пены падающими из холодильника каплями конденсата). Нагрев пенообразователя электрический с контролем напряжения в сети и температуры нагрева.

Опыт производился в такой последовательности:

в прибор вводили 50 *мл* исследуемого раствора и нагревали до кипения на вогнутой электропечи (типа тигельной); после возникновения пены кипение продолжалось в течение 1 мин., по истечении чего фиксировалась максимальная высота её уровня.

С целью определения общего характера формирования критических концентраций растворов была взята группа электролитов различного состава в эквивалентных соотношениях.

Как видно из графиков (см. фиг. 6), при сравнительно низких концентрациях солей (до 10 — 20 *мг-экв/л*) пенообразование в большинстве электролитов не происходит. По достижении же более высоких концентраций (30 — 40 *мг-экв/л*) появляется тенденция роста пены в растворе.

Необходимо подчеркнуть, что в присутствии неорганических коллоидов в растворе с низким уровнем солесодержания не

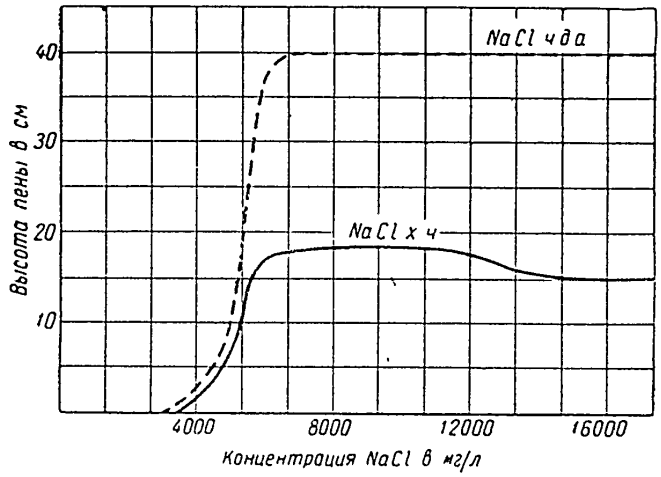
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

возникает пены даже при довольно значительной концентрации коллоидов; наоборот, в растворе с высоким солесодержанием присутствие даже небольшого количества коллоидов заметно влияет на рост пены.

Наши наблюдения над поведением водных растворов реактивов различной степени чистоты показывают, что чем чище реактив, тем меньше склонность его раствора к вспениванию. Так, например, при исследовании кипения водных растворов NaCl х. ч. (химически чистый) и NaCl ч.д.а. (чистый для анализа); раствор NaCl ч.д.а. при концентрации 102,6 *мг-экв/л* достигает в приборе максимальной высоты уровня пены в 40 *см*, а при той же концентрации химически чистой соли (х. ч.) образуется пена высотой 18 *см* (фиг. 2).

Любопытно отметить, что критическая концентрация, при которой достигается наибольший уровень пены, в обоих растворах одинакова, но абсолютные значения высоты пены различны. Это лишний раз подтверждает значение коллоидных фракций раствора в образовании пены.



Фиг. 2. Вспенивание электролитов ч.д.а. и х.ч.

Таким образом, известные из литературы [24] утверждения о возможности пенообразования в растворах химически чистых электролитов (в отсутствии коллоидных компонентов) вызывают у нас сомнение.

Из наблюдений за характером возникновения и роста уровня пены в зависимости от солесодержания растворов NaCl и Na_2SO_4 видно, что признаки аддитивности во вспенивающих свойствах испытанных солей отсутствуют.

Однако наряду с этим следует признать избирательный характер вспенивания растворов различных электролитов.

Как показали опыты, смешение хлоридов и сульфатов в разных соотношениях при совместном их растворении не вызывает особого изменения уровня пены.

Заметное пенообразование неизменно наблюдается при концентрации смеси электролитов в пределах 40—50 *мг-экв/л*.

Интересно также отметить, что нарастание концентрации взвешенных веществ в присутствии солей и щелочей способствует планомерному росту пены в растворе до определённого максимума. Дальнейшее увеличение количества взвесей почти

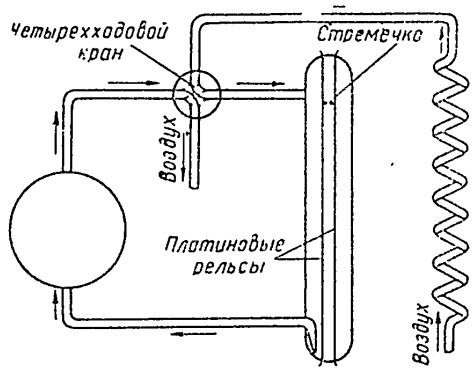
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

не сказывается на уровне пены. Это даёт основание предполагать, что, подобно солевым концентрациям, повидимому, существует также и критическая концентрация взвесей, определяющая максимальное вспенивание растворов (это будет показано ниже, в материалах автоклавных испытаний).

Зависимость вспенивающей способности растворов от их солесодержания, полученная при помощи стеклянного пенообразователя, хорошо воспроизводится также в приборе Ребиндера — Смирновой, фиксирующем прочность разрывной длины плёнки и «срок её жизни» [2].

Принципиальная идея этого прибора базируется на представлении о том, что растворы, обладающие различными поверхностно активными свойствами, образуют и различную по прочности плёнку, которая получается в приборе путём смачивания двух параллельных платиновых нитей подвижным столбиком исследуемой жидкости. Схема прибора представлена на фиг. 3.



Фиг. 3. Схема прибора Ребиндера—Смирновой

Столбик исследуемой жидкости под давлением воздуха, подаваемого при помощи аспиратора через 4-ходовой кран, поднимается вверх к стремечку, пересекающему параллельные нити. При повороте крана столбик жидкости быстро падает с одинаковой скоростью и, цепляясь за стремечко, создаёт плёнку определённой длины вдоль платиновых нитей.

Характеристикой прочности плёнки пены служит выражение

$$p = \tau z,$$

где p — прочность плёнки;

τ — «срок жизни» плёнки в сек.;

z — длина плёнки в *мм*.

Жидкости различного состава дают плёнку разной длины и различного «срока жизни».

Нами была проверена прочность плёнки растворов хлорида натрия в диапазоне значительных концентраций.

Проведение опытов с растворами электролитов требует высокой их концентрации вследствие практически незначительной прочности плёнки, которая может быть получена из разведённых растворов.

Прибор перед опытом тщательно промывался хромовой смесью;

скорость воздуха, подаваемого в систему из аспиратора, была постоянная и контролировалась реометром;

Опыты проводились при постоянной температуре (25°), поддерживаемой в термостате.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

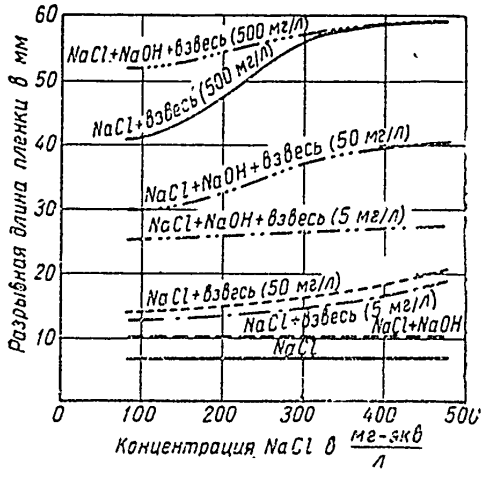
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Результаты опытов представлены на фиг. 4 и 5, из которых видно, что:

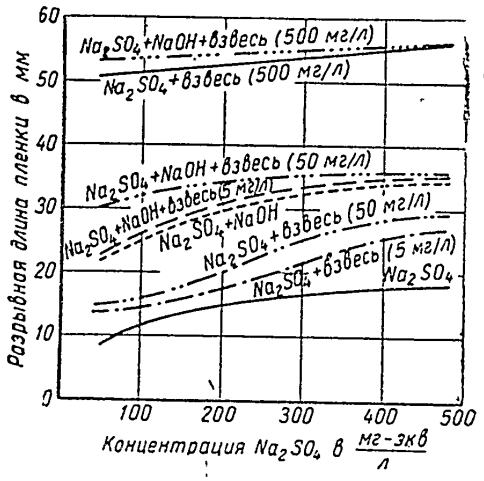
1) чистые растворы электролитов дают наименьшее значение прочности плёнки; при этом прочность плёнки, полученной из раствора сульфата натрия, больше, чем из раствора хлорида натрия;

2) взвеси и щёлочи повышают прочность плёнки по мере увеличения их концентрации;

3) наибольшая концентрация взвесей в присутствии щелочей обусловливает и наибольшую прочность плёнки.



Фиг. 4. Изменение прочности плёнки, образованной из раствора NaCl



Фиг. 5. Изменение прочности плёнки, образованной из раствора Na_2SO_4

В свете общей теории влияния солевого состава на унос воды важно проверить индивидуальные особенности различных электролитов, главным образом хлоридов и сульфатов в отношении их влияния на вспенивание растворов.

Такой анализ интересен ещё и потому, что в настоящее время ряд авторов (С. А. Дуров, Н. Г. Фесенко и др.) выдвигает в качестве одной из важнейших причин уноса качественные особенности ионов (катионов и анионов) при условии их неблагоприятного количественного соотношения. На основании этого С. А. Дуров [4] указывает, что решающее для вспенивания значение имеет модуль ионов $\frac{Mg^{\cdot\cdot}}{Ca^{\cdot\cdot}}$; если это отношение не превышает единицы, вспенивания воды не возникает. Увеличение же соотношения неизменно ведёт к пенообразованию.

Как уже отмечалось, опыты, проведённые нами, показали, что уровень вспенивания воды при разных соотношениях ионов солей $Ca^{\cdot\cdot}$ и $Mg^{\cdot\cdot}$ остаётся одинаковым и может изменяться лишь в связи с изменением общей концентрации электролитов или в зависимости от условий опытов. Последнее сильно ска-

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

зывается на результатах исследования (перегрев системы, количество и «возраст» взвесей, давление или разряжение в системе).

Влияние соотношений ионов на вспенивание растворов несколько проявляется в обычных лабораторных условиях и в значительной мере нивелируется при кипении систем под давлением.

Наблюдаемые в этих условиях колебания в размере уноса также не подчиняются правилу аддитивности.

Для сравнительной оценки поведения растворов электролитов в условиях давления приводим данные лабораторного изучения их вспенивающих свойств в автоклавных условиях.

Опыты по определению уноса при нагревании растворов под давлением проведены в автоклаве, изготовленном по чертежам отделения водоподготовки ЦНИИ МПС.

Автоклав рассчитан на предельное рабочее давление 15 *ата*. Насос и система кранов дают возможность проводить непрерывно ряд опытов с растворами одинаковой или нарастающей концентрации.

В конструкцию автоклава были внесены некоторые изменения, повышающие точность измерений. Кроме вертикального холодильника, для конденсации пара установлен горизонтальный холодильник для снятия проб котловой воды (без потери пара).

Предусмотрена возможность последовательного соединения обоих холодильников для обеспечения полной конденсации пара, снимаемого при максимальном давлении. Изменена также конструкция всех кранов, обеспечивающих наименьшую потерю пара и устраняющая заедание и забивку выходных отверстий.

Для обеспечения одинаковых условий нагревания автоклава при колеблющемся напряжении в сети установлен реостат и контрольные приборы — амперметр и вольтметр. Ток 20 *а*, напряжение в сети 195 *в*.

Порядок работы с автоклавом следующий. В предварительно фосфатированный (для защиты от коррозии) автоклав вводится дистиллированная вода в количестве 6,5 *л*. По достижении рабочего давления открывается на 30 сек. выпускной кран. Пар проходит в холодильник, из которого в конденсированном состоянии попадает в градуированный приёмник. Полученный таким образом объём конденсата дистиллированной воды является исходным эталоном насыщенного пара при отсутствии уноса.

В опытах с исследуемой водой, кроме замера объёма конденсата, производился также химический анализ воды и конденсата на содержание ионов хлора, сульфатов, взвешенных веществ и щелочей (в зависимости от требований опыта).

Унос воды и солей определяется по формуле

$$c\% = \frac{(w_p - w_d)\ 100}{w_p},$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

где c — унос воды;

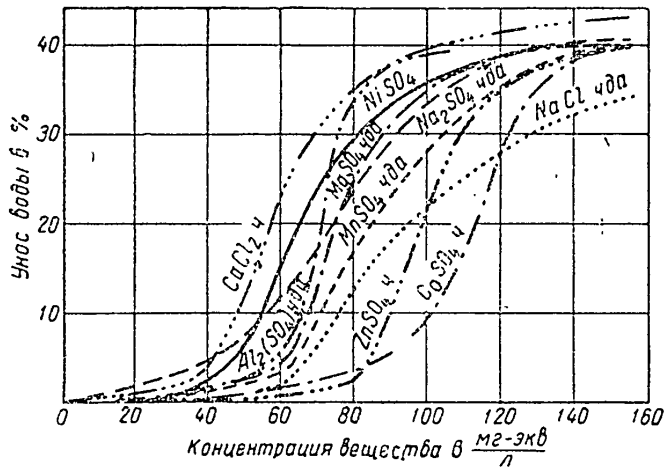
w_p — количество конденсата пара из рабочего раствора в *мл*;

w_d — количество конденсата пара из дистиллированной воды в *мл*.

Опыты производились при следующих условиях:

Давление	8 *ата*
Температура	174° С
Диаметр отверстия выпускной шайбы	2,3 *мм*
Время спуска пара	30 сек.
Уровень воды в автоклаве	42 *см*
Форсировка	106,1 *кг/м² час*

Из опытов с электролитами $CaCl_2$, $MgSO_4$, NaCl, Na_2SO_4, $NiSO_4$, $MnSO_4$, $CoSO_4$, $ZnSO_4$, $Al_2(SO_4)_3$ видно, что способностью к уносу обладают не только электролиты котловых вод, но и «посторонние» электролиты (фиг. 6). Таким образом, растворённые соли изменяют физические свойства системы в одинаковом направлении.



Фиг. 6. Унос воды в автоклаве из растворов различных электролитов

Характер кривых уноса аналогичен для всех растворов электролитов и имеет S-образный вид.

Началом уноса воды с паром можно считать интервал 40 — 60 *мг-экв/л*, где располагается основная масса представленного на фигуре семейства кривых.

Можно предполагать, что наблюдающийся некоторый разброс кривых может быть объяснён различной степенью чистоты использованных реактивов (см. обозначения на графиках). Однако в автоклавных условиях, исключающих возможность достижения «стерильности» условий опыта, этот фактор не может считаться решающим.

При сопоставлении кривых вспенивания растворов электролитов, проверенных в стеклянном пеномере и полученных на осно-

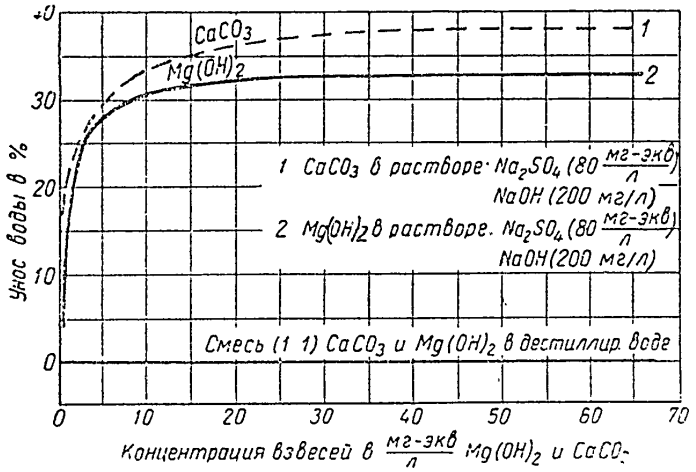
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

ве автоклавных опытов, обнаруживается общая закономерность в поведении растворов с той лишь разницей, что при кипении растворов в стеклянном пеномере критическая концентрация электролитов наступает несколько раньше, чем в автоклавных условиях. Таким образом, здесь проявляется влияние одного из важнейших факторов уноса воды с паром, а именно—давления и форсировки.

В свете известных взглядов о факторах вспенивания интересно было выявить также влияние собственно взвесей на вспенивание растворов. В частности, нами было проверено поведение системы «вода—взвесь».

Опыты были проведены в автоклаве при тех же условиях (температура, давление, форсировка и др.).



Фиг. 7. Влияние взвесей на унос воды в автоклаве

В качестве испытуемой среды взята дистиллированная вода, в которую вносился свежеприготовленный осадок, состоящий из равных количеств $CaCO_3$ и $Mg(OH)_2$.

Указанный осадок был получен из растворов хлоридов кальция и магния путём их взаимодействия с Na_2CO_3 и NaOH.

Как видно из фиг. 7, суспензия осадка в дистиллированной воде не проявляет склонности к уносу даже при огромной концентрации осадка, доходящей до 70 *мг-экв/л*.

Опыты, проведённые в аналогичных условиях образования осадка, но в среде раствора сульфата натрия (80 *мг-экв/л*), неизменно показывали резкое усиление уноса в сравнении с чистым водным раствором соли (см. фиг. 7). Это лишний раз подтверждает ранее высказанное нами положение, что взвеси в растворах электролитов являются корректирующим фактором уноса, но не определяющим его. Интересно также отметить, что влияние взвесей достигает максимума в коротком интервале своего развития. Дальнейшее накопление взвесей в растворе большого значения на унос воды с паром не имеет. Здесь же проявляется

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

и действие другого, высказанного нами предположения о существовании «критического шламосодержания растворов электролитов».

Проведённые эксперименты дают основание по-новому подходить к вопросу о роли шлама в уносе воды с паром и помогают представить себе реальные пределы влияния шлама на унос.

В другой серии опытов осадки были приготовлены вне автоклава путём сливания эквимолекулярных объёмов указанных реагентов. Полученный осадок дважды промывался холодной водой и декантировался для удаления главной массы растворённых солей (продуктов реакции).

Произведение растворимости осадков во внимание не принималось. Зависимость процента уноса от концентрации веществ аналогична зависимости, представленной на фиг. 7.

Необходимо отметить, что в указанных опытах с осадками не подтвердилось широко распространённое представление о решающей роли в уносе свежеобразованной коллоидной и предколлоидной стадии формирования осадков. Несомненно, что старый шлам или осадок котловой воды в значительной мере теряет свою способность вспенивать раствор. Осадки $CaCO_3$ и $Mg(OH)_2$, полученные непосредственно перед опытом и двукратно промытые, в автоклавных условиях дают эффект уноса, не уступающий осадкам, полученным непосредственно в автоклаве.

Общность свойств, указанных разновидностей осадков станет понятной, если учесть, что свежеприготовленные объёмистые осадки, состоящие из смеси $CaCO_3$ и $Mg(OH)_2$, даже при двукратной декантации удерживают в себе значительную часть тонкодисперсных фракций осадка, в том числе и коллоидные. Кроме того, в автоклавных условиях коллоидная фракция раствора пополняется под влиянием процесса пептизации введённых осадков как за счёт их размыва, так и при помощи щелочей.

Наконец, если учесть, что скорость роста агрессивных фракций осадков при нагревании в автоклаве весьма значительна и исчисляется минутами, а длительность вспенивающей способности котловой воды неблагоприятного состава проявляется на протяжении многих часов, то станет ясной ограниченность влияния на унос коллоидной и предколлоидной фракций растворов.

Из приведённых экспериментальных данных можно сделать следующие выводы.

1. Предпосылками вспенивания котловых вод является высокая концентрация солей в присутствии коллоидных взвесей.

2. Характер солей, растворённых в котловой воде, мало влияет на уровень критического солесодержания. Смеси солей котловой воды в разных соотношениях не изменяют характера вспенивания растворов электролитов и правилу аддитивности не подчиняются.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

3. Растворы химически чистых электролитов заметной, устойчивой пены в растворах не образуют. Кажущееся вспенивание этих растворов следует отнести за счёт присутствующих в составе солей трудно удаляемых загрязнений, которые накапливаются в растворе по мере его упаривания.

4. Взвешенные вещества (осадки) котловой воды усиливают вспенивание воды при определённом максимуме её солесодержания. Если этот критический уровень солесодержания не достигнут, то взвешенные вещества заметного влияния на усиление уноса не оказывают. Таким образом, взвешенные вещества в отсутствии солей или при низкой их концентрации сами не могут вызвать вспенивания котловой воды.

5. Щёлочи, как и взвеси, усиливают вспенивание растворов с высоким солевым составом, особенно в присутствии взвешенных веществ (шлама). Значение щелочей обусловлено главным образом их пептизирующим действием на осадки, что благоприятствует процессу образования пены в растворах.

6. На основании приведённых графиков и материалов становится ясной практическая возможность снижения и даже предотвращения уноса воды в паровозных котлах на большинстве участков сети с водами средней агрессивности по уносу путём разработки научно обоснованной нормы общего солевого состава, взвешенных веществ и щёлочности котловой воды. Эти нормы должны обеспечить поддержание общего солесодержания котловой воды на докритическом уровне.

II. СРЕДСТВА ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ УНОСА ВОДЫ И СОЛЕЙ В ПАРОВОЗНЫХ КОТЛАХ

Вопрос об устойчивости пены в связи с её синерезисом был впервые поставлен и исследован Арбузовым и Гребенщиковым; ими же был введён впервые термин «синерезис пен». Явление синерезиса, т. е. выделение жидкости из пены, является одним из основных факторов её разрушения. Г. П. Митькевич [28] разработал оптический метод исследования процесса пенообразования и установил связь между скоростью образования пены и скоростью синерезиса. При помощи указанного метода Митькевич установил также наличие связи между размерами пузырьков и устойчивостью пены.

Как показали исследования, кинетика процесса пенообразования такова, что в начале вспенивания возникают мелкие пузыри пены, а по мере приближения момента их разрушения пузыри укрупняются в результате взаимного слипания.

Как указывает С. А. Кудин, увеличение концентрации пенообразователя ведёт к нарастанию устойчивости и уменьшению размеров пузырьков. Менее устойчивыми являются пузырьки верхнего слоя пены, подверженные влиянию ряда факторов (синерезис, испарение, температура, давление и др.).

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Г. П. Митькевич[29] отмечает, что вопрос об устойчивости пены и размерах пузырьков связан также с явлениями упругих натяжений на поверхности пузырьков. Ерчиковский [1] объясняет наличие этого натяжения тем, что рост зародышей кристаллов при образовании кристаллических комплексов идёт в строго определённой плоскости, тогда как кристаллизация идёт по шаровым поверхностям пузырьков, благодаря чему в кристаллических пластинках, уже с момента их образования, возникают упругие натяжения как следствие вынужденного изгиба по шаровой поверхности пузырька.

Вызванное этим натяжением ослабление механической прочности будет тем больше, чем меньше радиус кривизны данного пузырька воздуха.

Рассмотренные факты формообразования кристаллического адсорбционного слоя, а также влияние на этот процесс явлений испарения, диффузии, природы пенообразователя, синерезиса приводят к существованию определённой, минимальной для данных условий толщины адсорбционной оболочки. В своём уменьшении она достигает такой величины, когда избыточное давление газа внутри пузырька будет достаточно, чтобы преодолеть силы сцепления, произвести разрыв в плёнке, а следовательно, и разрушение пузырька.

Описанный процесс разрушения пузырьков пены может быть ускорен до уровня, стабилизирующего процесс кипения растворов таким образом, что практически пена образовываться не будет.

Из известных физико-химических методов борьбы со вспениванием и уносом воды рассмотрим те из них, которые в настоящее время, по нашему мнению, не потеряли своей актуальности:

а) Известкование котловой воды было предложено работниками дальневосточной дороги (1924 — 1925 гг.) и в последние годы вновь использовано химиком Балтийской железной дороги Д. А. Розенелем в 1948 — 1949 гг. [19].

Известно, что в ряде случаев применение извести путём её введения в сухом виде в тендер паровоза приводило к ослаблению явлений уноса. В других же случаях (Донецкая, Южная ж. д.) никакого эффекта не наблюдалось. Объяснения механизма гашения пены при помощи извести авторами не приводится.

По нашему мнению, гашение пены, наблюдаемое при применении извести, можно объяснить ускорением процесса кристаллизации карбоната кальция, выпадающего в котловой воде в присутствии изокристаллических взвесей, введённых в воду вместе с известью (известно, что в гашёной извести активная CaO составляет 50 — 70%, остальное — недожжённый известняк).

Таким образом, эффект быстрого формирования крупных кристаллов карбоната кальция (лишённых, как известно, способности вспенивать воду) может быть достигнут не только

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

известью, содержащей карбонаты, но, возможно, и введением в состав воды измельчённого мела или накипи. Однако постепенное накопление большого количества взвесей, при одновременном нарастании солевого состава, должно снова вызвать вспышку уноса по достижении критических концентраций растворов (по солям и шламу).

Другое объяснение пеногасящего действия извести может быть дано в связи с возможным большим содержанием в воде растворённой свободной углекислоты, которая интенсивно выделяется при нагревании воды, обусловливая усиление её вспенивания и уноса. В присутствии извести, внесённой в тендер, значительная часть свободной углекислоты оказывается связанной до её поступления в котёл.

б) Алюминат натрия. Как было показано выше (в приведённых кривых критического солесодержания), присутствие взвесей шлама в котловой воде в сочетании с растворёнными солями заметно снижает пределы критической концентрации солей. Иначе говоря, можно допустить нарастание солей до большого уровня их концентрации, не вызывая вспенивания воды, если уменьшить содержание сопутствующих котловой воде взвесей.

Удаления взвесей из котловой воды можно достичь продувками, но при этом будут выбрасываться лишь грубые десперсоиды, а тончайшие, наиболее агрессивные для возникновения уноса взвеси будут равномерно распределяться по всей толще котловой воды. Для удаления этих агрессивных фракций взвесей, вызывающих унос воды, было предложено использование алюмината натрия для внутрикотловой обработки воды.

Как было отмечено, к числу веществ, усиливающих вспенивание и унос воды с паром, относятся природные взвешенные вещества воды, органические примеси (гумусовые вещества) и некоторые продукты внутрикотловых реакций (гидраты железа, магния, карбонаты и др.). Эти примеси, а также щёлочи заметно снижают критическое солесодержание котловой воды.

Таким образом, можно значительно повысить уровень критического солесодержания устранением из воды указанных фракций взвесей и коллоидов при помощи алюмината натрия.

При введении в воду алюминат претерпевает следующие основные превращения:

1. Химические реакции

$$Na_2Al_2O_4 + 4H_2O \rightarrow 2NaOH + 2Al(OH)_3;$$
$$Ca(HCO_3)_2 + 2NaOH \rightarrow CaCO_3 + Na_2CO_3 + 2H_2O;$$
$$Mg(HCO_3)_2 + 2NaOH \rightarrow MgCO_3 + Na_2CO_3 + 2H_2O;$$
$$CaSO_4 + Na_2CO_3 \rightarrow CaCO_3 \downarrow + Na_2SO_4;$$
$$MgSO_4 + Na_2CO_3 \rightarrow MgCO_3 + Na_2SO_4.$$

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

2. Адсорбция и коагуляция

$Al(OH)_3 + Cl'$ — оксихлорид алюминия $(Al_2O_3H)Cl$;
$Al(OH)_3 + SO_4''$ — оксисульфат алюминия $(Al_2O_3H)_2SO_4$;
$Al(OH)_3$ + осадки и взвеси $Al(OH)_3$ — осадки и взвеси;
$Al(OH)_3$ + кремнекислота $Al(OH)_3$ — кремнекислота.

Таким образом, при применении алюмината натрия для целей внутрикотловой обработки воды:

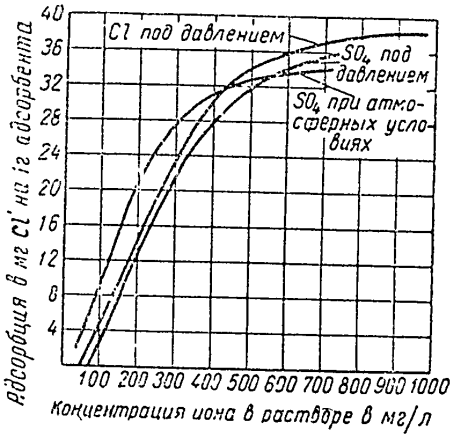
1) формируется благоприятный внутрикотловой щелочной режим;

2) выводятся из воды осадки и взвеси;

3) в случае повышенной бикарбонатной жёсткости удаляются также ионы кальция и уменьшается расход кальцинированной соды и фосфата.

Нами были исследованы адсорбционные свойства солей гидроокиси алюминия. Полученные изотермы свидетельствуют о весьма незначительной адсорбции ионов Cl' и SO_4'' солями $Al(OH)_3$ при нагревании системы под давлением (фиг. 8).

Установленное расхождение между расчётной щёлочностью раствора алюмината и фактической объясняется, повидимому, степенью его гидролиза. Сопоставление pH раствора и его фактической щёлочности с расчётной щёлочностью раствора алюмината при полном его гидролизе подтверждает вышеуказанное предположение.



Фиг. 8. Изотермы адсорбции ионов Cl' и SO_4'' (в автоклаве и атмосферных условиях).

III. ФИЛЬМОВЫЕ ПЕНОГАСИТЕЛИ

Некоторые исследователи рассматривают пеногасители как средства, уравновешивающие концентрации веществ, содержащихся в толще котловой воды и на её поверхности. Это достигается добавлением к воде поверхностно активных веществ, не смешивающихся с водой и смачивающих твёрдые частицы лучше, чем вода. Согласно другим взглядам вспенивание зависит от адсорбции растворённых веществ поверхностным слоем жидкости. В толще жидкости электростатические и молекулярные силы свободно уравновешиваются во всех направлениях. В поверхностном же слое эти силы действуют лишь с одной стороны, вследствие чего в нём возникают неуравновешенные силы. Эти силы заставляют растворённые вещества либо концентрироваться в по-

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

верхностном слое (положительная адсорбция), либо, наоборот, диффундировать из него в толщу жидкости (отрицательная адсорбция). В результате концентрация солей в поверхностном слое становится большей или меньшей, чем в толще жидкости, в зависимости от физико-химических свойств растворённого вещества.

Отмечается, что адсорбция имеет место не только на поверхности зеркала испарения, но и вокруг всякого парового пузырька, пробивающегося сквозь толщу котловой воды. Когда разность концентраций в поверхностном и внутренних слоях жидкости достаточно высока, тогда пузырьки не прорываются, а, достигнув поверхностного слоя, задерживаются здесь. Пузырьки пара образуют пену. Замечено, что бóльшая устойчивость пузырьков создаётся при положительной адсорбции, в особенности в коллоидных растворах. Это влияние на вспенивание процессов адсорбции разных знаков приводит к мысли о возможности гашения пены путём введения в воду веществ с уравновешивающим адсорбционным знаком.

В качестве веществ, способных гасить пену, смачивающих твёрдые частицы и не смешивающихся с водой, в литературе рекомендовалось пользоваться некоторыми маслами [16].

По современным представлениям акад. П. А. Ребиндера, процесс пенообразования обусловлен упрочнением плёнки пузырька пара под влиянием каркасообразующего действия сочетания электролитов и взвесей в кипящем растворе. При этом под влиянием внутреннего давления в пузырьках пара молекулярно-ионные агрегаты (гидратированные молекулы и ионы) диффузионно вытесняются в наружный слой пузырька. Таким образом, наружная к паровому пространству плёнка пузырька представляет собой уплотнённый слой гидратированных молекул и ионов, образующих прочный слой плёнки пузырька. Вследствие происходящих в толще котловой воды и в паровом пространстве процессов в конечном итоге этот упрочнённый пузырёк лопается, распыляясь в паровом пространстве, но так как скорость его разрыва значительно меньше, чем скорость образования новых слоёв пузырьков, то это и приводит к образованию многослойной массы пузырьков, собственно пены. Для уменьшения пенообразования необходимо стремиться к снижению прочности плёнки пузырька. По нашим представлениям этого можно достигнуть адсорбционной перезарядкой прочного слоя плёнки пузырей пены, мало устойчивым (фильмовым) слоем пеногасителя. Такой слой, будучи даже весьма тонким, уже заметно ослабляет прочность плёнки пузыря и резко ускоряет её разрыв. Указанное фильмовое действие пеногасителей вполне согласуется с известными в литературе экспериментальными и производственными данными. Эффективность пеногасителей фильмового действия обусловлена прежде всего их химической стойкостью в среде кипящей котловой воды, ибо некоторые из них, обладающие в обычных условиях прекрасными свойст-

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

вами пеногасителей, теряют их при нагревании под давлением. Так, например, неомыляемые оксидаты парафина перегоняются с паром, касторовое масло омыляется и т. д.

Исследование ряда веществ, обладающих свойствами стабилизаторов пены, проведённые нами в период 1949 — 1951 гг., приводят к мысли о наличии объединяющих структурных признаков у этих веществ. Рассмотрим некоторые из них:

1) касторовое масло.
2) виннокаменная кислота.
3) холестерин.
4) высокомолекулярные спирты.

У всех этих соединений общей структурной составляющей являются полярные радикалы, гидроксильные группы. Присутствие полярных радикалов, повидимому, определяет и антипенные свойства, сравнительно недавно обнаруженные у соединений класса полиамидов. Предполагается, что антипенная активность этих веществ связана также и с размерами молекул.

По литературным данным эффективными пеногасителями являются полиамиды высокого молекулярного веса, например, дистеарид пиперазина, октодециламид себациновой кислоты и др.

Действие этих пеногасителей проявляется в предельно малых дозах, отвечающих, повидимому, размерам мономолекулярных слоёв. Таким образом, эти вещества могут с полным правом быть названы пеногасителями фильмового действия.

Согласно теории Ребиндера и Трапезникова [22], механизм разрыва двусторонних жидкостных плёнок, т. е. плёнки пузырька пены, состоит в постепенном утончении их благодаря испарению жидкости до критической минимальной толщины, при которой происходит разрыв.

В присутствии адсорбционного слоя поверхностно активного вещества разрушение пузырей пены может сопровождаться синерезисом или образованием в адсорбционных слоях дегидратированных агрегатов поверхностно активного вещества.

Замечено, что некоторые монослои, будучи активными стабилизаторами плёнки пузырей в жидком состоянии, теряют эту способность при переходе в твёрдое (хрупкое) состояние.

Это показывает, что одним из условий стабилизации является большая подвижность молекул адсорбционных слоёв; при потере её при достижении твёрдого состояния адсорбционные слои могут содействовать разрушению плёнки пузыря.

Рассмотрение строения ряда полиамидов, обладающих свойствами антипен, показывает, что их эффективность растёт с увеличением длины жирных цепей.

Это вещества высокого молекулярного веса, имеющие в своей структуре два стойких полярных радикала (или более), расставленных у углеродных атомов.

Установлено, что от местоположения полярных радикалов зависит их гидрофильная природа.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Длина цепи, повидимому, также имеет значение для сохранения равновесия между гидрофильными и гидрофобными характеристиками молекул.

В процессе изыскания пеногасителей были изготовлены вещества, содержащие в своём составе различные, расположенные в определённых местах полярные радикалы: амиды, эфиры, сульфоны и другие, а также их сочетания, с перерывом и без перерыва гетерогенных атомов, разделяющих полярные радикалы в гидрокарбоновой цепи.

Среди этих веществ наиболее надёжными антипенами оказались щелочные полиамиды. Они были синтезированы путём взаимодействия алкилированного или полиалкилированного полиамина с соответствующей кислотой. Наиболее удобным методом синтеза признаётся образование солей аминов нужной кислоты и полиамидов с последующей дегидратацией солей в щелочные полиамиды.

Видоизменение этого основного метода заключается в применении эфиров кислоты вместо свободной кислоты.

Щелочной амин расщепляет или гидролизирует эфир до свободной кислоты, после чего реакция продолжается, как указано выше.

По литературным данным, в числе наиболее эффективных пеногасителей упоминаются следующие полиамиды: дистеариды, диоктодециламид адипиновой кислоты, диацилированный пиперазин, диоктодецилэрукамид и некоторые другие.

В литературе описаны общие свойства ряда полиамидов, синтезированных В. В. Коршаком [24]. Высокомолекулярные полиамиды получаются в результате реакции, протекающей при нагревании смеси эквимолекулярных количеств амина и кислоты.

Реакции получения описанных полиамидов протекали при следующих условиях:

Исходные продукты	Температура реакции в °С	Продолжительность в часах	Растворитель	Температура плавления в °С
Гексаметилендиаминадипат . . .	230	6	Ксилол	248
Гексаметилендиаминсебацат . .	225	6	Трикрезол	207—208
Тетраметилдиаминадипат . . .	220	5	»	278—280
Тетраметилдиаминсебацат . . .	230	5	»	232—233
Этилендиаминадипат	180	5	Вода	290—291
Этилендиаминадипат	280	5	Трикрезол	308—310
Этилендиаминсебацат	240	5	»	272—274
Бензидин с адипиновой кислотой	290	5	»	395—400
Бензидин с себациновой кислотой	240	5	»	375—378

По данным автора, полиамиды представляют собой белый порошок или непрозрачную массу. Температура плавления их

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

значительно выше, чем у диамидов исходных кислот, и зависит от величины структурной единицы и от длины отдельных её звеньев. Степень поликонденсации лишь в известных пределах отражается на температуре плавления. Как правило, полиамиды, полученные в сравнительно мягких условиях и обладающие удельной вязкостью 0,2 — 0,6, плавятся в пределах изменения температуры на один градус. При нагревании на воздухе выше 220 — 240° полиамиды начинают принимать бурую окраску и при более высокой температуре разлагаются с выделением белого дыма с запахом жжёной шерсти.

Удельные веса полиамидов, определённые в петролейном эфире, колеблются от 1,15 до 1,4 для различных образцов. Наиболее детально были изучены свойства полиамида из гексаметилендиамина и адипиновой кислоты. Остальные растворимые полиамиды не показывают существенных отличий в своих свойствах. Полиамиды практически не растворяются в обычных органических растворителях, за исключением фенолов и муравьиной кислоты. Они растворяются в кислотах серной, соляной, азотной. При длительном кипячении его с 50%-ным раствором едкого калия происходит гидролиз, что можно обнаружить по запаху выделяющегося аммиака. Он хорошо растворяется в трихлоруксусной и монохлоруксусной кислотах и высаживается из них водой. Переосаждённый из растворов полиамид содержит в себе растворитель, который чрезвычайно трудно удалить полностью. Нагревание его при высоких температурах (260°) без растворителей или при их малом количестве в присутствии следов кислорода приводит к образованию продукта, не растворимого в муравьиной кислоте и горячем феноле.

Некоторые соли гексаметилендиамина хорошо растворимы в воде — адипат, себацат (получение их описано в той же работе В. В. Коршака).

Исследования Коршака [25] показали также, что высокомолекулярные полиамиды при нагревании с водой выше 200° гидролизуются, образуя низкомолекулярные продукты.

С целью получения пеногасителей нами была поставлена задача—проверить антипенные свойства некоторых из описанных полиамидов и синтезировать новые полиамиды или другие соединения, которые по своим свойствам отвечали бы требованиям предотвращения уноса в паровозных котлах. В результате проведённого синтеза нами были получены следующие полиамиды.

1. Дистеарид парафенилендиамина

Для конденсации были взяты эквимолекулярные количества стеариновой кислоты (10 *г*) и *п*-фенилендиамина (1,9 *г*). Смесь после тщательного растирания в ступке была помещена в автоклав и нагревалась на песчаной бане при 240 — 250°С в течение 3 час. В результате реакции была получена серая сухая, слегка маслянистая масса.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Растёртый в порошок продукт синтеза был испытан в стеклянном пенообразователе в среде кипящей синтезированной котловой воды, в результате чего было обнаружено пеногасящее действие полученного продукта.

В процессе уточнения режима синтеза и свойств полученного вещества наблюдалось возникновение вторичной пены, что может быть объяснено наличием в продукте синтеза остатка свободной стеариновой кислоты, которая в щелочной среде котловой воды могла омыляться. Это предположение было подтверждено анализом полученного продукта путём титрования 10%-ным раствором щёлочи в растворе изоамилового спирта.

Изменение соотношения исходных продуктов синтеза в сторону некоторого избытка *п*-фенилендиамина (15%) прекратило возникновение пены.

Для определения свойств чистого дистеарида произведена его перекристаллизация из изоамилового спирта.

Температура плавления в запаянном капилляре 176 — 178°С. Он нерастворим в воде, спирте, ацетоне, бензоле; растворим в ледяной уксусной кислоте, в амиловом и изоамиловом спирте.

Проверка описанного в литературе метода получения дистеарида нагреванием эквимолекулярных количеств стеариновой кислоты и *п*-фенилендиамина при 230° показала, что в описанных условиях синтез невозможен, так как уже при 90 — 100°С реакционная смесь сильно осмоляется. Таким образом, реакция синтеза протекает значительно лучше в автоклавных условиях (без доступа кислорода воздуха).

Нами был проверен также другой метод, при котором к охлаждённому раствору 10 *г* стеариновой кислоты и 2 *г* парафенилендиамина в 60 *г* пиридина при постоянном помешивании и охлаждении льдом с солью добавлялся свеже перегнанный хлористый тионил (6 *мл*). После постепенного ввода в реакционную смесь всего тионила (в течение 25 мин.) проводилось перемешивание в течение 3 час.; после этого реакционная смесь выливалась в холодную воду. Выпавший осадок промывался разбавленными растворами соляной кислоты и щёлочи. Высушенный продукт промывался кипящим ацетоном и остаток перекристаллизовывался из амилового спирта. Температура плавления на воздухе 184°С, в запаянном капилляре 181°С.

Испытания полученного продукта в стеклянном пенообразователе дали удовлетворительные результаты.

2. Синтез дистеаридафенилендиамина

Литературных данных об этом синтезе не было найдено.

Синтез этого продукта был проведён нагреванием стеариновой кислоты и амина в автоклаве по следующему рецепту:

тщательно растёртая смесь 10 *г* стеариновой кислоты и 2,1 *г* м-фенилендиамина помещалась в автоклав и нагревалась в тече-

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

ние 5 час. при 250°. Полученная серая маслянистая масса перекристаллизовывалась из изоамилового спирта. Температура плавления её 132°. В пенообразователе с котловой водой был испытан раствор этого продукта в диоксане. Опыты показали, что полученный продукт гасит пену и не даёт мыла.

Кроме описанных соединений были синтезированы и другие, обладающие свойствами антипен; они условно обозначены П-1; Т-3, Д-2.

Все полученные антипены проверены нами в автоклавных условиях в сравнении с пеногасителем ЦНИИ-4, применяемым на железнодорожном транспорте.

Автоклавные испытания проведены в двух сериях: при дозировке в 1 *мг/л* и дозировке 2 *мг/л*.

3. Методика автоклавных испытаний синтезированных антипен

Предварительно фосфатированный автоклав (для защиты растворов от продуктов коррозии) заполнялся дистиллированной водой и нагревался до температуры 174° и давления 8 *ата*. По достижении указанного давления каждые 10 мин. выпускался пар в течение 30 сек. через штуцер с выходным отверстием диаметром 2 *мм*. Пар из автоклава подавался в трубчатый холодильник для конденсирования Собранный конденсат замерялся в градуированном цилиндре и принимался за исходный эталон нормального насыщенного пара, с которым сравнивался конденсат, полученный в этих же условиях из синтезированной воды «котловая Красноармейская», а также с присадками синтезированных пеногасителей определённой концентрации.

Дозировки антипен, введённые в котловую воду, были установлены в пределах 1 — 2 *мг/л*.

Критерием активности антипен служили следующие показатели:

1) количество собранного конденсата в каждом опыте в *мл*;

2) длительность минимальных выходов конденсата (в мин.) из воды определённого солевого состава;

3) концентрация солей в конденсате.

После каждого опыта при помощи насоса вновь восстанавливался первоначальный уровень испытуемой воды в автоклаве, после чего нагреванием достигались исходные для опыта температура и давление.

При дозировке антипен 1 *мг/л* эффективными пеногасителями являются П-1, Э-1, Т-3. Наиболее же эффективным при этой дозировке оказался пеногаситель ЦНИИ-4.

При дозировке в 2 *мг/л* наиболее эффективными пеногасителями оказались производные П-1, далее ЦНИИ-4, Э-1, Т-3 и Д-2. Антипенные свойства последних двух продуктов одинаковы. Стойкость их примерно одинаковая и составляет 50 — 60 мин.

Из приведённых данных видно, что наибольшей антипенной активностью обладают производные П-1 и ЦНИИ-4. Весьма

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

обнадёживающей стойкостью (особенно для вод средней агрессивности) обладают также синтезированные нами пеногасители П-1, Э-1 и Т-3.

Выводы

1. В работе исследовано влияние важнейших солей котловой воды на вспенивание их растворов разной концентрации. При этом установлено, что уровни критического солесодержания растворов различных солей в большинстве случаев близки между собой.

2. Полученные экспериментальные данные не согласуются с утверждениями об аддитивности вспенивающих свойств растворов различных электролитов (Лиф, Стерман и др.). Доказанным следует считать лишь некоторую избирательность уноса солей.

3. Как показали лабораторные исследования, решающим фактором вспенивания и уноса является уровень общего солесодержания раствора: качественные особенности отдельных электролитов, проявляющиеся в лабораторных опытах (Дуров, Фесенко), нивелируются при кипении растворов под давлением.

4. Установлено, что вспенивающее влияние критического солесодержания растворов не является специфической особенностью солей котловой воды, а характерно для водных растворов любых солей.

5. Автоклавные опыты показали, что осадки и щёлочи усиливают вспенивание кипящих систем, но лишь при условии высокого уровня солесодержания, близкого к критическому. В кипящей системе вода — осадок пена не образуется при любых концентрациях.

6. Приводится характеристика механизма действия фильмовых пеногасителей и описание ряда синтезов, проведённых в лаборатории.

7. Синтезированы новые пеногасители, которые в автоклавных испытаниях дали положительные результаты антипенного действия.

В ближайшее время предстоят испытания указанных пеногасителей в эксплуатационных условиях на паровозах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ерчиковский Г. О. Образование флотационной пены ГОНТИ, 1939.

2. Смирнова А. М., Ребиндер П. А. Новый метод исследования устойчивости двусторонних жидких плёнок. Докл. АН СССР, 1946, т. 52, № 4.

3. Дуров С. А. Физико-химические основы пенистого переброса котловой воды. Изд. АН СССР, 1948.

4. Дуров С. А. Усиление вспенивания котловой воды продуктами коррозии. «Бюлл. ВХО им. Менделеева» № 10, 1940.

5. Дуров С. А. Вспенивание и выброс котловой воды. ЖФХ № 13, 1940.

6. Трапезников А. А. Влияние монослоёв нерастворимых веществ на устойчивость элементарной пены. ЖФХ № 14, 1940.

7. Татаринов Б. П. О факторах, определяющих качество пара. Труды РИИЖТ, вып. XVI. Трансжелдориздат, 1948.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

8. Дуров С. А. Неорганические коллоиды как причина пенистого переброса. «Бюлл. ВХО им. Менделеева» № 12, 1940.
9. Дуров С. А. Явления перегрева и пенистого переброса при кипении водных растворов. «Бюлл. ВХО им. Менделеева» № 10, 1940.
10. Фесенко Н. Г. Гидрохимические материалы, «Бюлл. ВХО им. Менделеева» № 18, 1950, № 19, 1951.
11. Ребиндер П. А. К теории эмульсий. Колл. журн. № 7, 1946.
12. Ермоленко Н. Ф. К теории действия антинакипинов. Сб. раб. Ин-та химии АН БССР № 3, 1937.
13. Шкроб С. М. Современное состояние науки и техники в области водоподготовки и режима котловой воды. «Тепло и сила» № 6, 1935.
14. Адам Н. К. Физика и химия поверхностей. Гостехиздат, 1947.
15. Похил П. Ф. К вопросу о стабильности элементарной пены. ЖФХ, т. 14, вып. 4, 1940.
16. Глейм В. Г. О вспенивании котловой воды. «Тепло и сила» № 9, 1934.
17. Гордон И. Л. Водоприготовление. Госэнергоиздат, 1940.
18. Ермоленко Н. Ф., Абрамчук Н. А. Поверхностное высаливание электролитами поверхностно-активных веществ и устойчивость пен. ЖФХ, т. 7, вып. 4, 1936.
19. Розенель Д. А. Внутрикотловая обработка воды и продувка котлов паровозов. Дориздат, 1949.
20. Сухарев Е. И. Использование антивспенивающей способности питательной воды для очистки пара. ЦКТИ, вып. 9, 1948.
21. Берестнёва В. Я., Каргин В А. О механизме адсорбции электролитов солями «гидроокиси алюминия». «Электрические станции» № 10, 1937.
22. Ребиндер П. А., Трапезников А. А. Механические свойства и стабилизирующее действие адсорбционных слоёв в зависимости от степени их насыщения. ЖФХ, № 12, 1938.
23. Талмуд Д. Л. и Бреслер С. Е. Поверхностные явления, ГТТИ 1934.
24. Коршак В. В., Рафиков С. Р. Исследования в области поликонденсации. «Общая химия» вып. 9 — 10, т. XIII, 1944.
25. Коршак В. В., Рафиков С. Р. О конденсации гексаметилендиамина с адипиновой кислотой. «Общая химия» т. XIII, вып. 9—10, 1949.
26. Ноев В. Борьба с влажностью пара в Штерграсе. «Тепло и сила» № 3 — 4, 1937.
27. Петрова Н. Н. Исследование поверхностной активности и пенообразующей способности технических мыл. Л., 1935.
28. Митькевич Г. П. Исследование некоторых свойств синерезиса пен. ЖПХ № 7, 1948.
29. Митькевич Г. П. Связь между пенообразующими свойствами и размерами пузырьков. ЖПХ № 8, 1948.
30. Талмуд Д. Я., Суховольский С. Л. Стабильность элементарной пены. ЖФХ № 2, 1931.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Канд. техн. наук доц. М. Ф. ФЕЛЬДМАН,
инж. А. Л. ГЕРАЩЕНКО

АНАЛИЗ ПРИЧИН ОБРЫВОВ ДЕТАЛЕЙ АВТОСЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА ВАГОНОВ

Перевод подвижного состава на автоматическую сцепку СА-3 обеспечивает повышение безопасности движения при возрастающих весовых нормах и скоростях движения поездов.

Директивами XIX съезда партии по пятому пятилетнему плану предусматривается завершить в основном перевод рабочего парка вагонов на автосцепку в 1955 г.

В свете этих задач вопросы обеспечения безаварийной работы автосцепного оборудования подвижного состава приобретают первостепенное значение. Встречающиеся ещё в эксплуатации случаи разрывов поездов на автосцепке требуют усиления внимания к конструкции, прочности, технологии изготовления и ремонта деталей автосцепного устройства.

В последние годы ряд авторов и организаций занимаются изучением этих вопросов. К сожалению, вопросы технологии изготовления автосцепного устройства занимают незаслуженно малый удельный вес среди работ по модернизации автосцепки. Между тем данные произведённого нами анализа обрывов поездов на автосцепном оборудовании в условиях эксплуатации свидетельствуют о том, что технологический (литейный) брак является одной из основных причин обрывов.

1. Исходные данные

В качестве исходных данных использованы материалы об обрывах поездов на автосцепке одной из железных дорог Союза за период с января 1948 г. по май 1950 г. включительно. Случаи саморасцепов нами не учитывались, так как они составляют предмет особого изучения.

Распределение случаев разрывов автосцепок в поездах по годам и периодам года представлено в виде графика на фиг. 1.

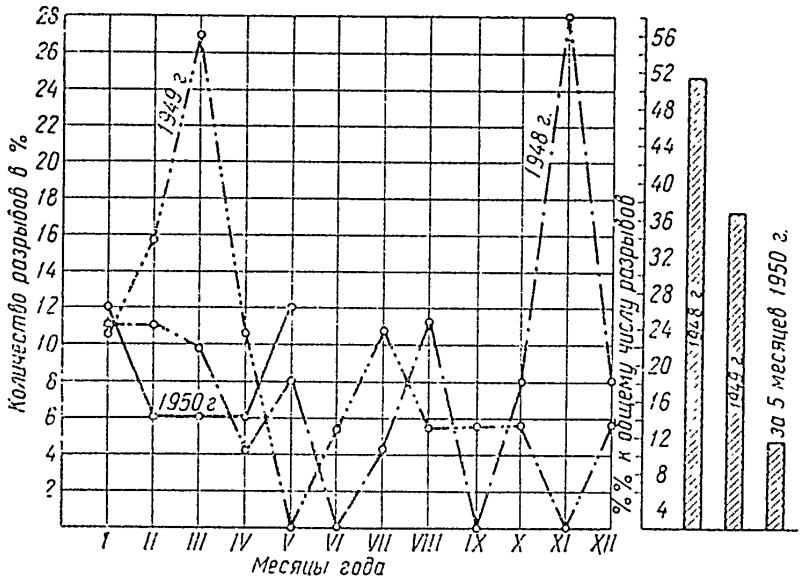
Установить какую-либо зависимость между разрывами поездов и сезонами года не удалось (климатические условия

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

в 1948, 1949 гг., зимой и весной 1950 г. были примерно одинаковые).

В связи с этим фактор сезонности был исключён из рассмотрения.



Фиг. 1. Распределение случаев разрывов автосцепок в поездах одной из железных дорог Союза по годам и периодам года

2. Характеристика случаев обрывов автосцепных устройств

В табл. 1 приведено влияние веса поезда на обрыв автосцепок.

Таблица 1

Вес поездов в *т*	% обрывов от общего количества зафиксированных случаев
До 1 000	1,9
От 1 001 до 1 500	7,6
» 1 501 » 1 750	9,4
» 1 751 » 2 000	11,3
» 2 001 » 2 250	3,8
» 2 251 » 2 500	41,6
» 2 501 » 2 750	15,2
» 2 751 » 3 000	3,6
Свыше 3 000	3,6

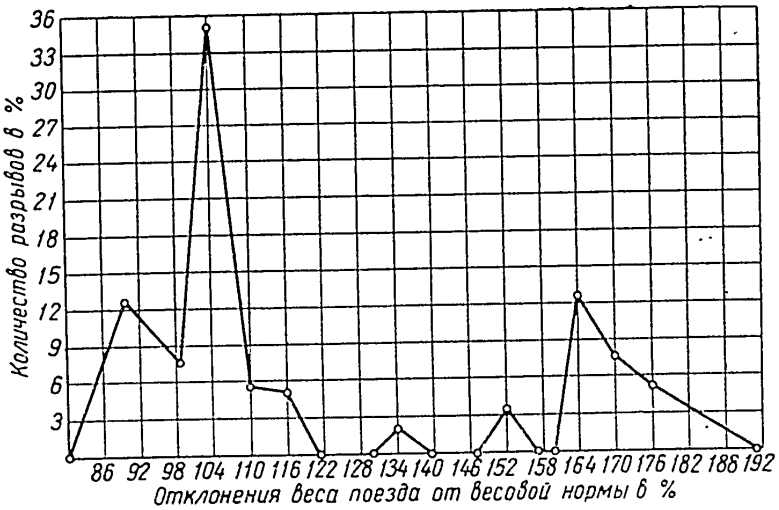
Поскольку на различных участках дороги установлены различные весовые нормы, классификация аварийных поездов лишь по абсолютной величине их веса является недостаточно показательной.

Более наглядная картина получается из графика фиг. 2, где число разрывов приведено в зависимости от отклонения веса поезда от установленной весовой нормы.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Этот график свидетельствует о том, что наибольшее число обрывов падает на поезда с весом, близким к установленной весовой норме. Удельный вес таких поездов в общем грузопотоке дороги 85,8% (имеются в виду поезда с весом от 96 до 106% весовой нормы). На их долю приходится 47,2% всех разрывов.



Фиг. 2. Количество разрывов поездов на одной из железных дорог Союза в зависимости от отклонения веса поезда от установленной весовой нормы

На легковесные поезда (с недогрузом до весовой нормы от 150 до 300 *т*) приходится 13,3% разрывов, хотя удельный вес этих поездов в общем грузопотоке составлял около 2%; на тяжеловесные поезда (от 110% весовой нормы и выше)—39,5%; их удельный вес в общем грузопотоке составлял 12,3%.

Классификация обрывов поездов в зависимости от режима движения приведена в табл. 2.

Таблица 2

Режим движения, при котором произошёл обрыв	Отношение числа оборванных поездов в % к общему числу обрывов
В момент трогания с места со станции	43,7
(Из этого числа после экстренного торможения)	(21,8)
При подтягивании состава	11,4
» остановке	1,9
В момент движения по перегону	13,5
(Из этого числа в момент торможения для снижения скорости движения)	(33)
Итого	70,5

Примечание. Режим движения в остальных случаях обрыва (29,5%) невыяснен; разрывы поездов по причине утерь клиньев без каких-либо повреждений автосцепного оборудования в работе не учитываются.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Данные табл. 2 показывают, что большинство обрывов поездов происходит при наиболее трудных режимах движения (трогание с места, момент торможения).

Они указывают на то, что значение мастерства вождения в деле обеспечения безопасности движения поездов очень велико. Это лишний раз указывает на необходимость изучения приёмов вождения поездов лучшими машинистами для того, чтобы сделать их достоянием абсолютного большинства водителей поездов.

Классификация обрывов поездов в зависимости от наименования повреждённых деталей и мест повреждения приведена в табл. 3.

Таблица 3

Наименование повреждения	Число обрывов от общего количества обрывов в %
Обрыв хвостовика корпуса автосцепки	78,2
Срез клина	12,7
Обрыв головки тягового хомута	9,1
Всего	100

Данные табл. 3 свидетельствуют о том, что наиболее часто разрушается хвостовая часть корпуса автосцепки, причём в преобладающем большинстве в зоне отверстия для клина.

Характеристика этих обрывов (в % от общего числа зафиксированных изломов по разрушению хвостовика) приведена в табл. 4.

Таблица 4

Характер обрыва	% от общего количества обрывов
По целому месту (металлу)	11,6
В изломе старая трещина от 60% сечения и выше	23,3
В изломе старая трещина от 40 до 60% сечения	11,6
В изломе старая трещина менее 40% сечения .	23,3
Не имеется данных	30,2
Всего	100

Из табл. 4 видно, что лишь десятая часть обрывов произошла по целому месту; основная же масса падает на автосцепки с технологическими дефектами. Эти данные совпадают с выводами, опубликованными доц. Коротеевым[1]. По данным его исследований обрывы корпусов автосцепок по дефектным местам при

[1] См. труды ДИИТ, вып. XX. Трансжелдориздат, 1950.

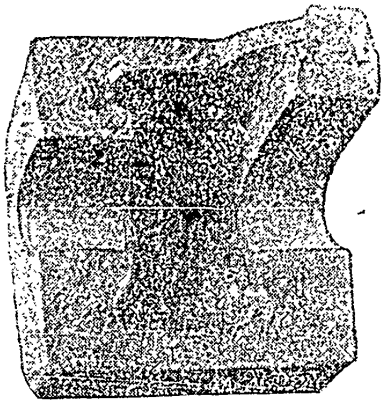
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

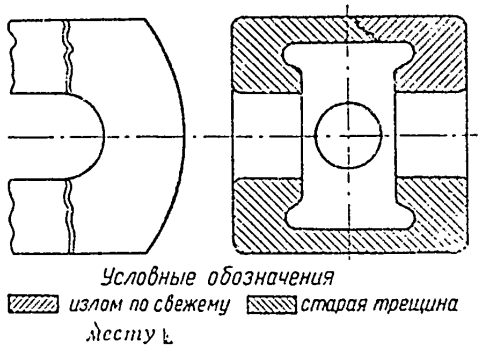
учёте лишь сквозных поперечных и продольных трещин составляют 71,9% всех обрывов. Поскольку районы сбора материала у нас и у доц. Коротеева различны, их обобщающее значение повышается.

Технологическое происхождение дефектов в разрушенных автосцепках выявляется при тщательном осмотре разрушенных образцов.

На фиг. 3 представлен образец излома хвостовика корпуса автосцепки. Излом произошёл у 35-го вагона от паровоза в момент трогания с места поезда весом 2 845 *т*. В изломе обнаружены в трёх местах старые трещины, распространяющиеся в сумме до 25% поперечного сечения, раковины металла, рас-



Фиг. 3. Образец излома хвостовика корпуса автосцепки



Фиг. 4. Эскиз части разорванной автосцепки

пространяющиеся по площади до 10% поперечного сечения и, сдвиг шишки формы, что привело к разной толщине простенков.

На фиг. 4 приведён эскиз части разорванной автосцепки. Обрыв произошёл у 14-го вагона от паровоза в момент подтягивания поезда на станционных путях. В изломе обнаружена старая трещина сплошного залегания, занимающая примерно 65% всего поперечного сечения.

Разрыв корпуса автосцепки, представленный на фиг. 5, произошёл при следующих обстоятельствах: машинист пытался тронуть поезд с места, не дождавшись полного отпуска тормозов после пробы; не взяв поезд с места, он осадил его назад и вновь двинулся вперёд; в момент вторичного рывка произошёл обрыв.

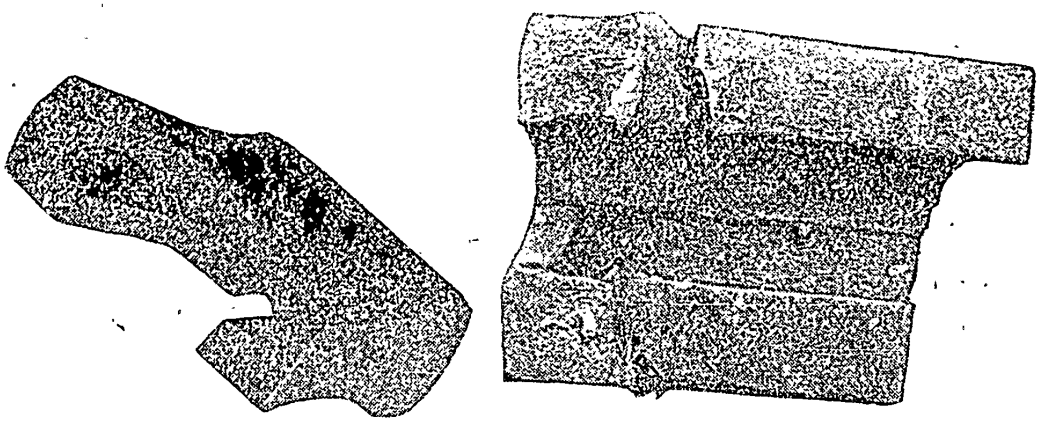
В изломе обнаружены раковины с неметаллическими включениями, старая трещина сплошного залегания по площади до 40 — 45% поперечного сечения, надрыв, внутри которого имеется раковина значительных размеров.

Разрушение корпуса автосцепки, эскиз которого представлен на фиг. 6, произошло на перегоне; падение повреждённого корпуса на рельсовую нитку вызвало крушение с тяжёлыми последствиями. Обращает на себя внимание неправильная форма хвосто-

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

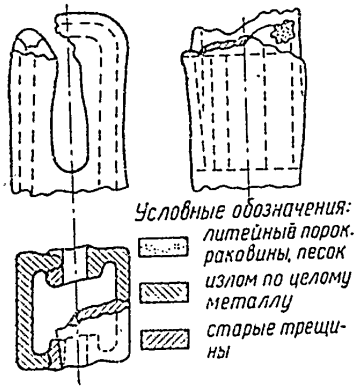
вика. Горизонтальные поверхности хвостовика не перпендикулярны боковым поверхностям и волнисты; стенки отверстия для клина перекошены; вся наружная поверхность хвостовика вплоть до головки покрыта впадинами и выступами по толщине стенок от 5 до 7 *мм*.



Фиг. 5. Снимок разорванного корпуса автосцепки

По сечению излома обнаружены старая трещина, выступающая вперёд на наружную поверхность, скрытые старые трещины в средней и верхней части перемычки глубиной до 60 *мм*, раковина глубокого залегания.

При детальном рассмотрении других натурных образцов повреждённых автосцепок обнаружены мелкие раковины в металле с расходящимися от них лучевыми трещинами, шлаковые включения, крупнозернистость металла.



Фиг. 6. Эскиз разорванного корпуса автосцепки

В одной из головок, разрушение хвостовика которой произошло по целому месту (в момент остановки поезда), старая трещина до 40% поперечного сечения обнаружена в небольшом отдалении от места излома, что также свидетельствует о недоброкачественности металла.

Всё это даёт нам право сделать вывод о том, что одной из основных причин обрывов автосцепок является технологический (литейный) брак корпусов автосцепки. Неправильное вождение поездов способствует более быстрому проявлению скрытых в металле литейных пороков.

Отсутствие точных данных не позволило нам установить удельный вес разрывов автосцепок по образцам 1935 и 1938 гг. Следует, однако, указать, что хотя абсолютное число обрывов приходится на образцы 1935 г., случаи обрывов автосцепок образца 1938 г. также имеют место. Обращает на себя внимание

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

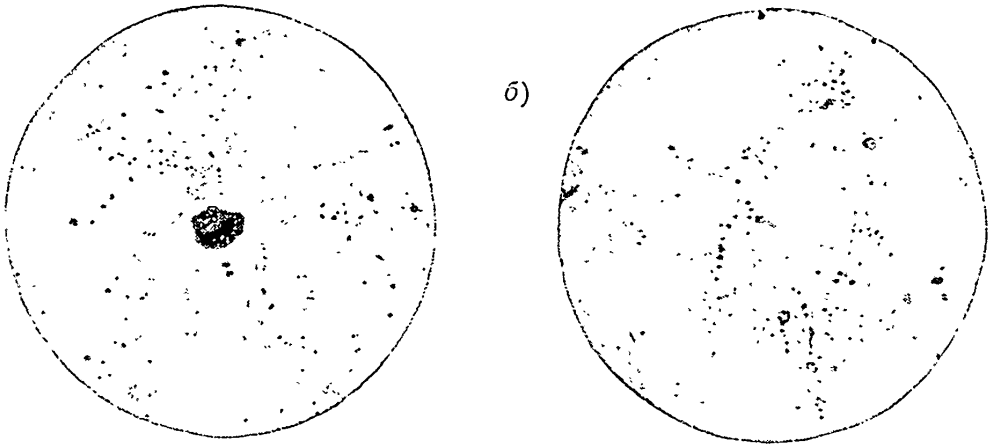
тот факт, что в автосцепках образца 1938 г. наиболее часто разрушается упряжной хомут. Но и в этих случаях, как правило, отмечается недоброкачественность металла и наличие литейных пороков.

3. Результаты лабораторных исследований

Металл двух натурных образцов повреждённых автосцепок был подвергнут металлографическим, химическим и механическим исследованиям.

При наружном осмотре этих образцов были обнаружены:

в образце *А*: металл по границе излома значительно окислен; излом крупнозернистый, местами грубые рванины; следов усталости металла не обнаружено; разрушение динамического характера;



Фиг. 7. Нетравленые микрошлифы повреждённых корпусов автосцепок (увеличение в 125 раз):

а — образец *А*; *б* — образец *Б*

в образце *Б*: в изломе раковина в виде пузыря $d = 15$ *мм*, суживающаяся внутрь до ширины около 13 *мм*; светловина с характером наклёпа, занимающая до 8% поперечного сечения; у боковой кромки образца обнаружена трещина с внутренней пузыреобразной раковиной.

При рассмотрении макрошлифов, травленных по Бауману, в обоих образцах были обнаружены сернистые соединения зернистого характера с равномерным распределением по сечению; зернистость местами имела укрупнённый размер.

На фиг. 7 представлены нетравленные микрошлифы, вырезанные из обоих образцов параллельно плоскости излома (увеличение в 125 раз).

В образце *А* (фиг. 7,*а*) наблюдаются мелкие неметаллические шлаковые включения и местами окисленные пузыри.

В образце *Б* (фиг. 7,*б*) наблюдаются мелкие неметаллические включения сонимов, местами в значительном количестве в виде эвтектики; изредка встречаются мелкие окисленные пузыри.

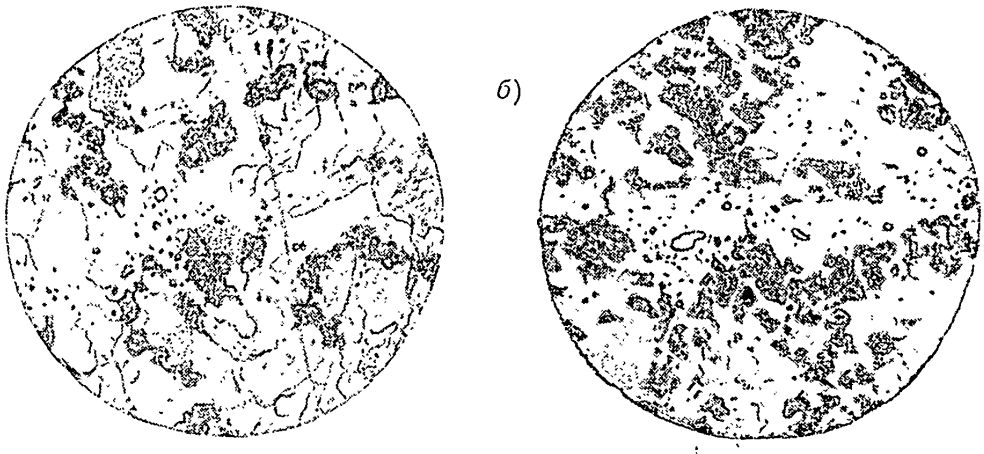
Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

На фиг. 8 представлены те же шлифы, травленные 4%-ным спиртным раствором HNO_3 (увеличение в 125 раз).

Структурные составляющие металла образца *А* (фиг. 8,*а*) — полиэдры феррит+перлит+неметаллические включения сонимов, местами в виде эвтектики. Структура литой стали неоднородная. Перлит имеет местами вид грубой разорванной сетки.

Структурные составляющие металла образца *Б* (фиг. 8,*б*) — феррит+перлит+включения MnS и мелких сонимов, местами в виде эвтектических включений в светловинах. Структура литой стали также грубо неоднородная.



Фиг. 8. Травленные 4%-ным спиртным раствором HNO_3 микрошлифы поврежденных корпусов автосцепок (увеличение в 125 раз):
а — образец *А*; *б* — образец *Б*

Неоднородность структуры, значительные местные скопления неметаллических включений, пузыри и другие дефекты литой стали, несомненно, способствуют ухудшению механических свойств изделий. Эти дефекты сказываются особенно резко при динамическом характере нагрузки.

Результаты химического анализа металла корпуса автосцепки приведены в табл. 5.

Таблица 5

Образец	Химический состав в %											
	C		Si		Mn		S		P		S+P	
	по ТУ	по анализу	по ТУ	по анализу	по ТУ	по анализу	по ТУ	по анализу	по ТУ	по анализу	по ТУ	по анализу
А	0,17—0,27	0,35	—	0,37	До 1%	0,50	Не более 0,055	0,03	Не более 0,055	0,04	Не более 0,1	0,07
Б	0,17—0,27	0,33	—	0,33	» 1%	0,43	То же	0,035	То же	0,052	То же	0,087

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Для испытания материала на разрыв из каждого образца были выточены три бруска по минимальным размерам ГОСТ.

Результаты этих испытаний приведены в табл. 6.

Таблица 6

Клеймо образца	Результаты испытаний						Примечание
	σ_b в кг/мм²		δ_s в %		ψ в %		
	по ТУ	при испытании	по ТУ	при испытании	по ТУ	при испытании	
А-1	42÷50	40,5	Не менее 22	12	Не менее 30	21,3	В сечении раковины и шлаковые включения
А-2		45,7		21,7		47,7	
А-3		45,6		17,7		38,2	
Б-1		46,7		16		28	
Б-2		46,7		22,7		45,8	
Б-3		48,7		(5)		18,6	То же

Эти испытания показывают, что металл образцов имеет пониженные механические качества. Более того, нам почти не удалось получить бруски, в которых не обнаружились бы в процессе обточки литейные пороки Результаты анализа показывают, что содержание углерода, временное сопротивление разрыву и в особенности относительное удлинение испытанных образцов значительно отличаются от норм, установленных Техническими условиями.

4. Выводы и предложения

Все ещё встречающиеся случаи обрывов поездов на автосцепке в своём большинстве происходят из-за литейного брака.

К основным дефектам отливок автосцепного оборудования следует отнести:

1) наличие раковин, пустот и неметаллических включений. Эти дефекты следует считать очагами развития трещин, которые в тяжёлых условиях движения приводят к обрывам;

2) нарушение очертания и размерности поперечного сечения хвостовиков. Последнее вызывается небрежной сборкой формы, применением старых повреждённых моделей, нарушением технологии изготовления шишек, формовочной земли, технологического процесса заливки и т. п.;

3) крупнозернистое строение металла в изломе корпуса автосцепки.

Некачественные детали автосцепки выпускаются в результате отступлений от установленной технологии литья и технических условий на изготовление автосцепных устройств.

Инж. Д. Г. Иванников [1], изучивший причины брака сталь-

[1] См. Исследование стального литья автосцепки. Труды МЭМИИТ, вып. 33. Трансжелдориздат, 1938.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

ного литья автосцепки в заводских условиях, утверждает, что к этим причинам относятся:

1) допущение отклонений от установленного химического состава стали. Это относится в первую очередь к широкому диапазону C+Mn, причём с увеличением C+Mn брак растёт;

2) сильное загрязнение металла в результате несовершенства процесса варки и литья;

3) несовершенство процесса термообработки;

4) несовершенство отбора проб для испытания и несоответствие качества проб качеству литья.

Имеющиеся ещё случаи разрушений деталей автосцепки в эксплуатационных условиях, причинами которых являются литейные дефекты, свидетельствуют о том, что ряд технологических погрешностей, допускавшихся при изготовлении автосцепки на заводах-изготовителях, ещё не изжит и в настоящее время.

Необходимо привлечь внимание металлургов и поставщиков автосцепных устройств для подвижного состава к делу значительного улучшения качества литья, пересмотру технологических процессов и технических условий на изготовление автосцепного устройства СА-3.

Проведение в жизнь этих и подобных мероприятий, безусловно, обеспечит постановку на подвижной состав надёжной автоматической сцепки, что будет способствовать уменьшению случаев разрывов поездов.

В работе не рассматривается вопрос влияния технического состояния пружинно-фрикционных аппаратов на разрушения автосцепок. Этот важный вопрос представляется авторам совершенно самостоятельным.

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

Предисловие 3

Проф. Г. Г. Вербовский. Частный случай приближённого определения области контакта круговых цилиндров 5

Доктор техн. наук проф. А. И. Виноградов. Расчёт статически неопределимых систем по способу численного интегрирования . 25

Канд. техн. наук доц. В. И. Ангелейко. Расчёт железнодорожного рельса как тонкостенного стержня 68

Канд. техн. наук доц. В. И. Ангелейко. Определение реакций упругих опор энергетическим методом 83

Канд. техн. наук доц. А. П. Костюк. Применение общего уравнения динамики к задаче определения касательного усилия на ободах колёс паровоза от сил инерции движущего и парораспределительного механизмов 89

Ст. преподаватель инж. Э. М. Френкель. К вопросу о сцеплении колеса с рельсом 106

Канд. техн. наук доц. В. Т. Середа Расчёт допусков на длины звеньев паровозного парораспределительного механизма 113

Канд. техн. наук доц. В. Т. Середа. Ошибка положения золотника от зазоров паровозного механизма и расчёт допусков для зазоров 121

Канд. техн. наук доц. П. В. Шевченко. К вопросу об исследовании прочности вагонных осей 149

Ассистент А. Н. Чухлеб. Диаграмма изотермических превращений аустенита серого чугуна в области средних температур 179

Ассистент Г. М. Ленец. Исследование новых марок сульфитцеллюлозного щёлока для внутрикотловой обработки воды в паровозных котлах 188

Канд. техн. наук доц. М. Б. Радвинский. Физико-химические основы предотвращения вспенивания и уноса воды в паровозных котлах 200

Канд. техн. наук доц. М. Ф. Фельдман и инж. А. Л. Геращенко. Анализ причин обрывов деталей автосцепного устройства вагонов 222

Технический редактор *П. А. Хитров*

Сдано в набор 25/V 1953 г. Подписано к печати 28/IX 1953 г. Бумага 60×92¹/₁₆ Бумажных листов 7¹/₄. Печатных листов 14,5. Уч.-изд листов 14,81. Тираж 2000 экз. Т07435 ЖДИЗ 18569. Зак. 1329. Цена 10 р. 40 к

1-я тип. Трансжелдориздата МПС. Москва, Б. Переяславская, 46

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1

ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
27	5 сверху	$\delta_{ip}=\int M_p A_i \int_a^b - \int_a^b A_i Q_s ds$	$\delta_{ip}=\left\| M_p A_i \right\|_a^b - \int_a^b A_i Q_s ds$
39	11 сверху	A_u и $\int_0^u A_u du$ при $u=1$	$u\int_0^1 A_a du$ и $\int_0^u A_u du$
183	6 снизу	миркофотография	микрофотография

Зак. 1329

Declassified in Part - Sanitized Copy Approved for Release 2013/01/22 : CIA-RDP81-01043R001500050005-1